



Escola Universitària d'Enginyeria  
Tècnica Industrial de Barcelona  
Consorci Escola Industrial de Barcelona

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

## **Volumen I** Memoria

TRABAJO DE FINAL DE GRADO



Barcelona, 9 de Junio de 2015

Director: David Sánchez Molina  
Departamento de RMEE (737)  
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

# ÍNDICE GENERAL

## SUMARIO

Volumen I: Memoria

Volumen II: Anexos A-E

Volumen III: Presupuesto

Volumen IV: Planos

## Volumen I

Índice de memoria

Resum.....	2
Resumen .....	2
Abstract .....	3
Agradecimientos .....	4
Lista de símbolos.....	5
<b>Capítulo 1: INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>9</b>
1.1. Origen del proyecto. EUETIB e-Tech Racing.....	9
1.2. Motivación .....	10
1.3. Alcance del proyecto .....	12
1.4. Normativa.....	15
<b>Capítulo 2: ENTORNO.....</b>	<b>20</b>
2.1. Formula Student.....	20
2.1.1. Historia .....	20
2.1.2. Estructura .....	21
<b>Capítulo 3: COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN .....</b>	<b>27</b>
3.1. Sistemas de suspensión comunes .....	28
3.2. Elementos del conjunto .....	32
<b>Capítulo 4: CONCEPTOS BÁSICOS .....</b>	<b>37</b>
4.1. Sistema de ejes del vehículo (SAE) .....	37
4.2. Conceptos de la vista frontal .....	39
4.3. Conceptos de la vista lateral.....	45
4.4. Conceptos generales .....	46

<b>Capítulo 5: ANÁLISIS DE NEUMÁTICOS .....</b>	<b>48</b>
5.1. Sistema de ejes SAE y huella de contacto .....	49
5.1.1. Definición de radio del neumático .....	49
5.1.2. Huella de contacto: .....	50
5.1.3. Distribución de presión en la huella de contacto del neumático....	52
5.2. Fuerzas y momentos del neumático .....	53
5.2.1. Cálculos para la fuerza normal (vertical) .....	53
5.2.2. Cálculos para la fuerza longitudinal con resistencia a la rotación..	55
5.2.3. Fuerza de frenada: .....	58
5.2.4. Fuerza tractora .....	61
5.2.5. Generación de Fuerza lateral y par de auto-alineación .....	63
5.2.6. Ángulo slip .....	64
5.2.7. El efecto del ángulo camber.....	66
5.2.8. Combinación de ángulo camber y ángulo slip .....	69
5.2.9. Overturning momento o Par de volcado: .....	69
5.2.10. Combinación de fuerzas tractoras y laterales en curva .....	70
5.3. Test de neumáticos .....	74
5.3.1. Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$ .....	75
5.3.2. Sensibilidad a la carga (FY/FZ) vs ángulo slip $\alpha$ . .....	76
5.3.3. Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$ con diferentes camber. ....	77
5.3.4. Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip $\alpha$ . ....	80
5.3.5. Fuerza lateral FY vs Par de alineación MZ. ....	80
5.3.6. Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip con diferentes cámbber..	81
5.3.7. Rigidez lateral vs carga a 0 ángulo slip $\alpha$ . ....	83
5.3.8. Rigidez de alineación vs carga a 0 ángulo slip. ....	83
5.3.9. Fuerza de frenada vs slip ratio. ....	84
5.3.10. Fuerza de tracción vs slip ratio. ....	85
<b>Capítulo 6: ANÁLISIS ESTÁTICO .....</b>	<b>86</b>
6.1. Hipótesis de paso por curva: .....	86
6.1.1. Conceptos específicos para el análisis estático de paso por curva.	87
6.1.2. Proceso de cálculo y resultados. ....	90
6.2. Hipótesis de frenada: .....	92
6.2.1. Proceso de cálculo y resultados. ....	93
<b>Capítulo 7: GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN .....</b>	<b>95</b>
7.1. Geometría básica de la vista frontal .....	96
7.1.1. Conceptos específicos de la geometría de la vista frontal .....	96

7.2.	Geometría básica de la vista lateral.....	99
7.2.1.	Conceptos específicos de la geometría de la vista lateral .....	101
7.3.	Implementación en el software <i>Lotus Suspension Analysis</i> .....	107
7.3.1.	Condición Bump-Rebound: .....	108
7.3.2.	Condición Roll: .....	111
7.3.3.	Condición Steer: .....	113
<b>Capítulo 8: ANÁLISIS DINÁMICO CON MSC ADAMS CAR.....</b>		<b>116</b>
8.1.	Planeando el modelo .....	118
8.2.	Paso por curva con radio constante .....	125
8.3.	Entrada en curva o <i>Braking in turn</i> .....	129
<b>Capítulo 9: DISEÑO 3D DEL CONJUNTO .....</b>		<b>133</b>
9.1.	Trapezios:.....	134
9.2.	Balancines: .....	136
9.3.	Push-rod.....	140
9.4.	Soportes del chasis: .....	140
<b>Capítulo 10: CONCLUSIONES .....</b>		<b>145</b>
10.1.	Futuro .....	146
<b>Capítulo 11: BIBLIOGRAFÍA .....</b>		<b>148</b>
11.1.	Referencias bibliográficas .....	148
11.2.	Bibliografía complementaria .....	149

## **Volumen II**

### **Índice Anexos**

<b>ANEXO A: ANÁLISIS DE NEUMÁTICOS .....</b>		<b>2</b>
A.1.	Cálculo del Radio efectivo .....	2
A.2.	Análisis efectuado por <i>Tire Test Consortium</i> .....	6
<b>ANEXO B: CÁLCULOS RELACIONADOS CON EL ANÁLISIS ESTÁTICO ...</b>		<b>17</b>
B.1.	Cálculo del centro de gravedad y momentos de inercia asociados al vehículo.....	17
B.2.	Cálculo de la hipótesis de paso por curva .....	20



B.2.1.	Datos de entrada .....	21
B.2.2.	Restricciones .....	22
B.2.3.	Cálculos directos .....	23
B.2.4.	Cálculos iterativos y datos objetivo (Primera iteración) .....	24
B.2.5.	Segunda iteración .....	29
B.3.	Elaboración de la hoja de cálculo de diseño de la geometría .....	31
B.3.1.	Entrada de datos.....	31
B.3.2.	Cálculo de geometría .....	33
B.4.	Descripción del método Milliken de transposición de puntos entre vista frontal y vista lateral .....	39
B.5.	Coordenadas finales puntos de suspensión.....	41
<b>ANEXO C: CÁLCULOS DE AMORTIGUACIÓN.....</b>		<b>42</b>
C.1.	Cálculo de amortiguación aplicado al vehículo.....	42
C.2.	Amortiguador Ollé – Formula Student UPC .....	48
<b>ANEXO D: DIMENSIONADO DE COMPONENTES.....</b>		<b>49</b>
D.1.	Dimensionado del balancín delantero.....	50
D.2.	Verificación de diseño del resto de componentes.....	59
<b>ANEXO E: ESPECIFICACIONES RODAMIENTOS Y CASQUILLOS DE FRICCIÓN .....</b>		<b>67</b>
E.1.	Rótula GAKR8-PW .....	68
E.2.	Rótula GAKR10-PW .....	69
E.3.	Casquillo de fricción EGF08095-E40-B .....	70

## **Volumen III**

### **Índice Presupuesto**

<b>Capítulo 1: PRESUPUESTO .....</b>	<b>2</b>
1.1. Coste de materiales .....	2
1.2. Fabricación y montaje .....	5
1.3. Horas de ingeniería .....	7
1.4. Resumen de costes .....	8

## **VOLUMEN IV**

### **Índice Planos**

<b>Plano 00: Conjunto suspensión y chasis .....</b>	<b>1</b>
<b>Plano 01: Trapecios FL .....</b>	<b>2</b>
<b>Plano 02: Trapecio FU.....</b>	<b>3</b>
<b>Plano 03: Push-rod F .....</b>	<b>4</b>
<b>Plano 04: Trapecios RL .....</b>	<b>5</b>
<b>Plano 05: Trapecio RU .....</b>	<b>6</b>
<b>Plano 06: Push-rod R.....</b>	<b>7</b>
<b>Plano 07: Tie-rod.....</b>	<b>8</b>
<b>Plano 08: Balancín F .....</b>	<b>9</b>
<b>Plano 09: Balancín R.....</b>	<b>10</b>
<b>Plano 10: Soportes rótulas simples (tipo 1) .....</b>	<b>11</b>
<b>Plano 11: Soportes rótulas simples (tipo 2) .....</b>	<b>12</b>
<b>Plano 12: Soportes FR .....</b>	<b>13</b>
<b>Plano 13: Soporte FD.....</b>	<b>14</b>
<b>Plano 14: Soporte RR.....</b>	<b>15</b>
<b>Plano 15: Adaptador RD .....</b>	<b>16</b>
<b>Plano 16: Soportes RD.....</b>	<b>17</b>
<b>Plano 17: Subconjunto FR .....</b>	<b>18</b>
<b>Plano 18: Subconjunto RR .....</b>	<b>19</b>
<b>Plano 19: Subconjunto Soporte .....</b>	<b>20</b>



Escola Universitària d'Enginyeria  
Tècnica Industrial de Barcelona  
Consorci Escola Industrial de Barcelona

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

## Memoria



# “DISSENY DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓ D’UN MONOPLAÇA DE FÓRMULA STUDENT”

TFG presentado para obtener el título de GRADO en  
INGENIERIA MÉCANICA  
por **Jordi Agustí Fusté y Noel Bejarano Plaza**

Barcelona, 9 de Junio de 2015

Director: David Sánchez Molina  
Departamento de RMEE (737)  
Universitat Politècnica de Catalunya (UPC)

## RESUM

Aquest projecte té com a objectiu l'estudi i disseny del sistema de suspensió d'un monoplaça de *Formula Student*.

L'E79 és el primer monoplaça dissenyat i construït per l'equip *EUETIB e-Tech Racing*, de l'*Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona* (EUETIB), i es el vehicle per al qual s'ha dissenyat el conjunt de la suspensió descrit en aquesta memòria. Aquest participarà en la edició de 2015 de la *Formula Student Spain* (FSS).

La *Formula Student* és una competició interuniversitària en la que equips amb experiència, formats per estudiants d'enginyeria amb talent competeixen per a superar-se any rere any. És per això que l'obtenció d'un disseny òptim en tots els aspectes possibles és un requisit indispensable per tal d'estar al nivell necessari i obtenir una bona puntuació.

Els monoplaçes participants són avaluats en dues categories de proves: proves estàtiques (en aquestes s'avalua el disseny i aspectes econòmics y relacionats amb l'equip com a empresa) i proves dinàmiques (en les quals el monoplaça ha de demostrar el comportament en pista).

Al llarg del procés de disseny, en tot moment s'han tingut en compte limitacions reals del equip, tant en aspectes econòmics com de recursos de temps o suport per part de patrocinadors.

El procés d'aquest projecte comença, en primer lloc, per la descripció de l'entorn relacionat amb la competició i l'equip, seguit per l'estudi de tots els aspectes relacionats amb l'enginyeria implicada en el disseny i la determinació de la geometria del conjunt. Mitjançant l'ús de softwares específics s'ha optimitzat i verificat la feina feta, i posteriorment s'ha passat al disseny CAD de tots els elements. Finalment, s'han estudiat els aspectes econòmics del projecte.

## RESUMEN

Este proyecto tiene por objetivo el estudio y diseño del sistema de suspensión de un monoplaça de *Formula Student*.

El E79 es el primer monoplaça diseñado y construido por el equipo *EUETIB e-Tech Racing*, de l'*Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona* (EUETIB), y es el vehículo para el cual se ha diseñado el conjunto de la suspensión descrito en esta memoria. Este participará en la edición de 2015 de la *Formula Student Spain* (FSS).

La *Formula Student* es una competición interuniversitaria en la que equipos con experiencia, formados por estudiantes de ingeniería con talento compiten para superarse año tras año. Por ello, la obtención de un diseño óptimo en todos los aspectos posibles es un requisito indispensable para estar al nivel necesario y obtener una buena puntuación.

Los monoplaças participantes son evaluados en dos categorías de pruebas: pruebas estáticas (en ellas se evalúa el diseño y aspectos económicos y relacionados con el equipo como empresa) y pruebas dinámicas (en las que el monoplaça debe demostrar su buen comportamiento en pista).

A lo largo del proceso de diseño, en todo momento se han tenido en cuenta limitaciones reales del equipo, tanto en aspectos económicos como de recursos de tiempo o soporte por parte de patrocinadores.

El proceso de este proyecto empieza, en primer lugar, con la descripción del entorno de la competición y el equipo, seguido del estudio de todos los aspectos relacionados con la ingeniería implicada en el diseño y la determinación de la geometría del conjunto. Mediante el uso de softwares específicos se ha optimizado y verificado el trabajo hecho, y posteriormente se ha pasado al diseño CAD de todos los elementos. Finalmente se han estudiado los aspectos económicos del proyecto.

## **ABSTRACT**

The aim of this Project is the study and design of a Formula Student car.

The E79 is the first vehicle designed and constructed by the *EUETIB e-Tech Racing* team, from the *Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona* (EUETIB), and the suspension system has been designed exclusively for it. This car will be participating on the 2015 edition of the *Formula Student Spain* (FSS).

The Formula Student is an interuniversity competition where experienced teams composed by talented engineering students, work to improve their designs year by year. For this reason, it is necessary to achieve an optimum design in as many ways as possible, in order to achieve the necessary level and get a good score.

Every participant car is to be evaluated in two categories: static events (where the design, as well as economic and business aspects are evaluated) and dynamic events (where the actual dynamic behaviour of the car is evaluated).

During the design process, limitations related to economic issues, as well as the reduced available period of time have been taken into account.

For this study, the process starts with the description of the competition and team environment, followed by the study of all the aspects related to the engineering involved with the design and the determination of the geometry configuration of the whole set. Specific software has been used to optimize and verify the carried out work, and after that the CAD design for all the elements has been executed. Finally, the economic issues of the project have been evaluated.

## **AGRADECIMIENTOS**

En primer lugar, agradecer a los padres de Noel, M<sup>a</sup> Elena y Feliciano, así como a los padres de Jordi, Pere y Anna, por el soporte recibido a lo largo de todo el proyecto.

A nuestro tutor de trabajo, David Sánchez, y al profesor Pedro Ortiz, por la orientación y consejo proporcionados por ambos. Al profesor Javier Gadea por la ayuda, consejo e implicación a lo largo de todo el proceso de construcción.

Agradecer a todos los miembros del equipo EUETIB e-Tech Racing que nos han acompañado en esta apasionante experiencia, con mención especial a Sergi Juvanteny y Aitor Rodríguez (compañeros del departamento de suspensión), así como a Alberto Abella (departamento de *package* y baterías).

Finalmente, agradecer a todos los patrocinadores e inversores del proyecto, con mención especial a SCHAEFFLER IBERIA, OLLÉ AMORTIDORS, FERROS PG, ESCOLA DEL TREBALL, URBASER, AMB, GREEN eMOTION, DIPUTACIÓ DE BARCELONA Y CEIP. Sin cada uno de ellos este proyecto no podría haberse llevado a cabo y es por ello que merecen todo nuestro agradecimiento.

## LISTA DE SÍMBOLOS

$m$	Masa
$A$	Área, aceleración
CdG o CG	Centro de gravedad
$X, Y, Z$	Sistema de ejes SAE
$F$	Fuerza
$F_X, F_Y, F_Z$	Fuerzas según los ejes SAE
$F_B$	Fuerza de frenado del neumático
$F_R$	Fuerza de rodadura del neumático
$F_T$	Fuerza de tracción del neumático
IC	Instant Center
$M_X$	Momento de volcado
$M_Y$	Par resistente a la rotación del neumático
$M_Z$	Par de auto-alineado del neumático
$R_e$	Radio efectivo del neumático
$R_i$	Radio con carga del neumático
$\delta_z$	Deformación vertical neumático
$\zeta$	<i>Damping Ratio</i> (coeficiente de amortiguamiento)
$C_\alpha$	Rigidez lateral neumático
$C_\gamma$	Rigidez de <i>camber</i> neumático
SR	<i>Slip Ratio</i>
$T$	Torsor, tiempo
$V$	Velocidad
$W_F, W_R$	Peso frontal, peso trasero
$\Delta W$	Transferencia de masas
$a$	Distancia del eje delantero hasta el CdG
$b$	Distancia del eje trasero hasta el CdG
$h$	Altura del CdG del vehículo
$l, WB$	Batalla ( <i>Wheelbase</i> )

$t$	Vía ( <i>Track Width</i> )
$r, f, R, F$	Subíndices referentes a eje trasero (r,R) y delantero (f,F)
PT	<i>Pneumatic Trail</i>
MT	<i>Mechanical Trail</i>
UBJ	Rótula superior
LBJ	Rótula inferior
UCA	Plano del trapecio superior
LCA	Plano del trapecio inferior
svsa	Vista lateral del basculante lateral
fvsa	Vista frontal del basculante frontal
$\omega$	Velocidad angular, frecuencia natural
$\alpha$	Ángulo <i>slip</i>
$\gamma$	Ángulo <i>camber</i>
$\mu$	Coefficiente de fricción
$h$	Altura del CdG o altura en general
$R$	Radio de curva
IC	<i>Instant Center</i>
RC	<i>Roll Center</i>
RA	<i>Roll Axis</i>
RAh	Altura del <i>Roll Axis</i>
$H$	Distancia entre CdG y RA
$Z_{RF}, Z_{RR}$	Alturas del <i>Roll Center</i>
$K_R$	<i>Ride Rate</i>
$K_\phi$	<i>Roll Rate</i>
$K_t, k_z$	<i>Tire Rate</i> , constante vertical neumático
$K_W$	<i>Wheel Center Rate</i>
$K_S$	Spring Rate, constante elástica del muelle
$\frac{\phi}{A_y}$	<i>Roll Gradient</i>
RT	Recorrido vertical de la rueda
DT	Recorrido del amortiguador
IR	<i>Installation Ratio</i>



# ÍNDICE DE MEMORIA

## Índice de memoria

<b>Capítulo 1: INTRODUCCIÓN</b>	<b>9</b>
1.1. Origen del proyecto. EUETIB e-Tech Racing	9
1.2. Motivación	10
1.3. Alcance del proyecto	12
1.4. Normativa	15
<b>Capítulo 2: ENTORNO</b>	<b>20</b>
2.1. Formula Student	20
2.1.1. Historia	20
2.1.2. Estructura	21
<b>Capítulo 3: COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN</b>	<b>27</b>
3.1. Sistemas de suspensión comunes	28
3.2. Elementos del conjunto	32
<b>Capítulo 4: CONCEPTOS BÁSICOS</b>	<b>37</b>
4.1. Sistema de ejes del vehículo (SAE)	37
4.2. Conceptos de la vista frontal	39
4.3. Conceptos de la vista lateral	45
4.4. Conceptos generales	46
<b>Capítulo 5: ANÁLISIS DE NEUMÁTICOS</b>	<b>48</b>
5.1. Sistema de ejes SAE y huella de contacto	49
5.1.1. Definición de radio del neumático	49
5.1.2. Huella de contacto:	50
5.1.3. Distribución de presión en la huella de contacto del neumático	52
5.2. Fuerzas y momentos del neumático	53
5.2.1. Cálculos para la fuerza normal (vertical)	53
5.2.2. Cálculos para la fuerza longitudinal con resistencia a la rotación	55
5.2.3. Fuerza de frenada:	58
5.2.4. Fuerza tractora	61
5.2.5. Generación de Fuerza lateral y par de auto-alineación	63
5.2.6. Ángulo slip	64
5.2.7. El efecto del ángulo camber	66

5.2.8.	Combinación de ángulo camber y ángulo slip .....	69
5.2.9.	Overturning momento o Par de volcado: .....	69
5.2.10.	Combinación de fuerzas tractoras y laterales en curva .....	70
5.3.	Test de neumáticos .....	74
5.3.1.	Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$ .....	75
5.3.2.	Sensibilidad a la carga (FY/FZ) vs ángulo slip $\alpha$ . .....	76
5.3.3.	Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$ con diferentes camber. ....	77
5.3.4.	Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip $\alpha$ . ....	80
5.3.5.	Fuerza lateral FY vs Par de alineación MZ. ....	80
5.3.6.	Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip con diferentes cámbber. .	81
5.3.7.	Rigidez lateral vs carga a 0 ángulo slip $\alpha$ . ....	83
5.3.8.	Rigidez de alineación vs carga a 0 ángulo slip. ....	83
5.3.9.	Fuerza de frenada vs slip ratio. ....	84
5.3.10.	Fuerza de tracción vs slip ratio. ....	85
<b>Capítulo 6: ANÁLISIS ESTÁTICO .....</b>		<b>86</b>
6.1.	Hipótesis de paso por curva: .....	86
6.1.1.	Conceptos específicos para el análisis estático de paso por curva.	87
6.1.2.	Proceso de cálculo y resultados. ....	90
6.2.	Hipótesis de frenada: .....	92
6.2.1.	Proceso de cálculo y resultados. ....	93
<b>Capítulo 7: GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN .....</b>		<b>95</b>
7.1.	Geometría básica de la vista frontal .....	96
7.1.1.	Conceptos específicos de la geometría de la vista frontal .....	96
7.2.	Geometría básica de la vista lateral .....	99
7.2.1.	Conceptos específicos de la geometría de la vista lateral .....	101
7.3.	Implementación en el software <i>Lotus</i> .....	107
<i>Suspension Analysis</i> .....		107
7.3.1.	Condición Bump-Rebound: .....	108
7.3.2.	Condición Roll: .....	111
7.3.3.	Condición Steer: .....	113
<b>Capítulo 8: ANÁLISIS DINÁMICO CON MSC ADAMS CAR .....</b>		<b>116</b>
8.1.	Planeando el modelo .....	118
8.2.	Paso por curva con radio constante .....	125
8.3.	Entrada en curva o <i>Braking in turn</i> .....	129
<b>Capítulo 9: DISEÑO 3D DEL CONJUNTO .....</b>		<b>133</b>
9.1.	Trapezios: .....	134

9.2.	Balancines: .....	136
9.3.	Push-rod.....	140
9.4.	Soportes del chasis: .....	140
<b>Capítulo 10: CONCLUSIONES .....</b>		<b>145</b>
10.1.	Futuro .....	146
<b>Capítulo 11: BIBLIOGRAFÍA .....</b>		<b>148</b>
11.1.	Referencias bibliográficas .....	148
11.2.	Bibliografía complementaria .....	149

# CAPÍTULO 1:

# INTRODUCCIÓN

## 1.1. Origen del proyecto. EUETIB e-Tech Racing

Este trabajo surge a partir de una idea y una meta, basadas en la creación de un equipo de trabajo (formado exclusivamente por estudiantes de ingeniería) con el único objetivo de diseñar y construir un monoplaza propulsado eléctricamente capaz de participar en la competición interuniversitaria *Formula Student Spain* (FSS) en agosto del año 2015.

El proyecto es creado y emprendido por un grupo de 26 estudiantes de la *Escola Universitària d'Enginyeria Tècnica Industrial de Barcelona* (EUETIB), la mayoría sin experiencia en el campo de la automoción de competición.

El equipo *EUETIB e-Tech Racing* nace en septiembre de 2012 e inicia una fase de aprendizaje y adquisición de conocimientos de dos años, hasta presentarse a las pruebas estáticas (únicamente de cálculo y diseño) de la *Formula Student Spain* 2014.

Tras una primera toma de contacto con la competición, comienza una fase de rediseño y posterior construcción del monoplaza (denominado "E79", figura 1.1), con la intención de participar en la futura edición de 2015 tanto en las pruebas estáticas como en las dinámicas.

Esta memoria comenta exclusivamente el proceso de cálculo y diseño del sistema de suspensión del E79 (figura 1.2). Sin embargo en él se ha tenido en consideración el conjunto total del monoplaza.



**Figura 1.1** Imagen del ensamblaje CAD del E79



**Figura 1.2** Conjunto del sistema de suspensión del E79

## 1.2. Motivación

Los autores de este trabajo (ambos estudiantes de Grado en Ingeniería Mecánica en la EUETIB) son ambos miembros del *EUETIB e-Tech Racing* desde su creación, de modo que sus motivaciones pueden asociarse a las que llevaron a la fundación del equipo.

La pasión por el mundo de la automoción y a su vez la devoción por la ingeniería, son los causantes de la ilusión y el afán de conocimiento que comporta un proyecto de este tipo.

Por encima de las motivaciones específicas que pueda tener un trabajo de este tipo, existe la inmensa satisfacción de poder trabajar en un proyecto de grandes dimensiones y objetivos, y poder disfrutar de su proceso, más allá de su logro. Una oportunidad así es digna de ser aprovechada.

El formar parte de un equipo de personas de estas características, la convivencia que comporta, así como la interacción e intercambio de información y conocimientos con personas con las que compartes intereses también representa una razón de peso para la realización de este proyecto.

Además, la posibilidad de poder aplicar conocimientos aprendidos a lo largo de la formación universitaria, como por ejemplo el diseño de componentes y elementos de máquinas y mecanismos, el trato con componentes sometidos a esfuerzos (ya sean estáticos, sujetos a fatiga a condiciones térmicas...) y el dimensionado de los mismos, el trato y elección de materiales específicos para cada aplicación, entre muchos otros temas, es la motivación definitiva para emprender un proceso como el ya comentado.

Aunque actualmente el proyecto ya ha vivido una etapa de aprendizaje y ya posee cierta experiencia como equipo, algunos de los objetivos iniciales siguen teniéndose muy presentes, además de aquellos que han surgido como consecuencia inevitable del progreso y evolución del equipo y sus ambiciones.

Los principales objetivos planteados se muestran a continuación:

- Aprender a trabajar en colaboración con un equipo grande de personas. Ser capaces de imponer el criterio de uno mismo cuando sea necesario, y ceder este derecho a los demás cuando sea oportuno. Trabajar en pareja durante el proceso y también a la hora de redactar esta memoria, acentúa más la importancia de este punto, dado que fácilmente se pueden dar situaciones de discrepancia de opiniones y criterios.
- Conocer y formar parte del mundo de la *Formula Student* y en general el mundo de la competición en el sector de la automoción.
- Comprender y ser capaces de predecir al máximo nivel posible el comportamiento dinámico de un vehículo capaz de experimentar todas las situaciones que abarca la automoción de competición.
- Aprender a usar softwares de gran complejidad relacionados con el diseño asistido por ordenador (CAD) y la simulación por elementos finitos (SolidWorks® y ANSYS®), así como otros relacionados con el análisis dinámico de mecanismos aplicados a la automoción (Lotus Suspension Analysis® y ADAMS/Car®).
- Realizar una primera toma de contacto con la ingeniería y la ciencia relacionada con el neumático, y ser capaces de analizar en cierta medida su comportamiento.
- Diseño fiable y óptimo de componentes específicos para determinadas funciones. Diseño del ensamblaje del conjunto de los componentes que conforman el sistema de suspensión. Creación de los planos correspondientes a dichas partes y ensamblajes, para su posterior fabricación.

- Construir el vehículo en sí y someterlo a pruebas previas a su presentación oficial en la Formula Student.
- Obtener una buena puntuación en las pruebas estáticas de la edición de 2015 de la Formula Student, y finalizar las pruebas estáticas con resultado satisfactorio, teniendo presente que es la primera vez en que se participará en ellas.

### 1.3. Alcance del proyecto

El diseño del sistema de suspensión de un vehículo, abarca una gran cantidad y variedad de campos en los que se podría profundizar hasta niveles muy elevados, dado que poseen una gran base científica y muchos años de desarrollo. En esta memoria no se mostrarán estudios de muchos de estos aspectos, por limitaciones de tiempo y conocimientos al respecto, y su contenido se centrará básicamente en los temas considerados como esenciales o imprescindibles para la comprensión del proceso de diseño de la suspensión del E79.

A continuación se comentará brevemente el alcance con el que se trabajará en cada uno de los puntos de la memoria que requieran este dato (principalmente puntos de análisis técnico y cálculo).

Se mencionarán conceptos que se encuentran definidos a lo largo de la memoria:

- Análisis de neumáticos: El análisis de neumáticos se centra en el estudio de todos los conceptos relacionados con el comportamiento del neumático en un vehículo y relacionándolos con el sistema de suspensión para saber cómo interactúan con él. Finalmente se hace un estudio concreto del neumático que se equipará al prototipo.
- Análisis estático: Como se comentará en el capítulo correspondiente al análisis estático, el cálculo de los parámetros implicados en el análisis estático (concretamente la hipótesis de paso por curva), es iterativo y depende de una cantidad considerable de variables que pueden alterarlo. Debido a las evidentes limitaciones de tiempo, al inicio del proyecto y siendo conscientes de que este punto podía mejorarse continuamente, se decidió invertir un máximo de dos meses de trabajo en esta parte del diseño. Pasado este periodo de tiempo, los datos obtenidos eran aceptables y se consideraron como definitivos.
- Por las mismas restricciones mencionadas, y además por la complejidad de cálculo que implica y el hecho de que se trata del primer diseño (sin ser un aspecto imprescindible para un correcto comportamiento dinámico), en el sistema de suspensión del E79 no se ha considerado ningún sistema anti-roll (barra estabilizadora, u otros sistemas anti-balanceo) capaz de proporcionar un diseño más eficiente.
- Geometría de la suspensión y análisis dinámico: Una vez terminado el análisis estático, los datos obtenidos se usan para el diseño preliminar de la geometría de la suspensión. En este punto aparecen de nuevo una gran

cantidad de variables de diseño, con muchas de las cuales se tomarán valores comunes o aceptables para monoplazas de la categoría del E79, debido a que son conceptos únicamente optimizables con pruebas y experiencia en el diseño de monoplazas.

El proceso del diseño de la geometría de la suspensión también es iterativo, de modo que se impuso un plazo de tres meses para su finalización. Debido a que cada iteración en este punto implica el uso de cuatro softwares distintos de diseño o verificación (esto se comenta más ampliamente en el capítulo de geometría de la suspensión) se consideró la posibilidad de ampliar en un mes el plazo mencionado.

El software MSC Adams Car es un programa específico de análisis dinámico de la suspensión y su gran complejidad implica un extenso proceso de aprendizaje para obtener su máximo potencial. En esta memoria y dado que se trata del primer prototipo diseñado, se usará a modo de verificación final de la suspensión, con el objetivo de explorar y dominar las funciones básicas que el programa es capaz de ofrecer para el diseño de monoplazas con características similares al E79. En su lugar, en las iteraciones de diseño tomará más importancia el software Lotus Suspension Analysis, que también analiza dinámicamente el vehículo, aunque quizás eludiendo aspectos más complejos (como por ejemplo muchas de las características del neumático, o condiciones de ensayo complejas).

- **Diseño 3D (CAD) del conjunto:** El diseño y ensamblaje del conjunto del sistema de suspensión se ha llevado a cabo por los autores de la memoria con el software SolidWorks. El resto de componentes del vehículo han sido diseñados por otros miembros del equipo EUETIB e-Tech Racing y ensamblados por los miembros del departamento encargado de ello.
- **Dimensionado de componentes:** De cara a las simulaciones y dimensionado de componentes, se ha dispuesto de dos software específicos para ello: SolidWorks (complemento Simulation), y ANSYS. Aunque el segundo está considerado como más preciso y concorde a la realidad, la mayor versatilidad del primero junto con la mayor experiencia que los autores de la memoria tienen con el mismo, han llevado a usar SolidWorks durante la mayor parte del diseño, y usar el segundo a modo de verificación de los estudios. Además, de este modo se tendrá la oportunidad de comparar los resultados obtenidos con dos herramientas distintas pero creadas para la misma finalidad.
- **Construcción y materiales:** Como puede suceder en todo proyecto que requiera financiación externa, en el proceso de diseño del E79 se han estudiado aspectos y alternativas en cuanto a procesos de fabricación (y concretamente en cuanto a materiales a usar en varios componentes del conjunto) que más tarde han sido rechazados por temas económicos, o por exceso de complejidad y falta de conocimientos y experiencia.

Un caso claro de ello es, por ejemplo, el uso de acero (principalmente S235JR) en los trapecios y demás barras del sistema de suspensión. Paralelamente a este material, se planteó usar tubos de materiales



compuestos (fibra de carbono y resinas Epoxi) con insertos roscados de aluminio 7075 en los extremos, y usando un adhesivo industrial para su unión. Esta opción (que suponía importantes mejoras en cuanto a reducción de peso) se descartó por la falta de patrocinadores capaces de proporcionarnos el material (el cual tiene un coste elevado).

Por razones similares, el fabricante de los amortiguadores y resortes únicamente disponía de una gama de resortes reducida, lo cual ha afectado al estudio estática en gran medida (en el capítulo de dicho análisis esto se comenta más ampliamente).

## 1.4. Normativa

Todo vehículo participante en la *Formula Student* debe cumplir una serie de requisitos o normas determinadas por la *Formula SAE®* (parte de la normativa puede ser exclusiva de la *Formula Student Spain*).

Esta normativa (FSAE Rules 2015) permite un mínimo de competitividad entre equipos, y garantizan un balance razonable entre los niveles de los participantes, además de representar la mayoría de las medidas e imposiciones de seguridad en todos los ámbitos de la competición.

Seguidamente, se muestran los puntos de la normativa mencionada que incumben al diseño de la suspensión del monoplace, y por tanto a todo el contenido de esta memoria:

- Configuración del vehículo:

El vehículo debe tener las ruedas descubiertas y alojamiento del piloto descubierto (estilo formula) con cuatro ruedas no alineadas.

1. Los 180° superiores a las ruedas deben estar descubiertos cuando se mire desde 68,8mm sobre el plano formado por la parte más elevada de las ruedas delantera y trasera.
2. Las ruedas deben estar totalmente descubiertas cuando se mire desde el lateral.
3. Ninguna parte del vehículo puede acercarse más de 68,6mm alrededor de la rueda con un piloto de 77kg.

(Norma T2.1 "*vehicle configuration*" 2015 Formula SAE® Rules)

- Carrocería del vehículo:

No debe haber aberturas a través de la carrocería en el compartimiento del conductor, desde la parte delantera del vehículo hasta la barra antivuelco principal o el firewall, a excepción de la necesaria para la apertura para el piloto.

Se permiten aberturas mínimas alrededor de los componentes de la suspensión delantera.

(Norma T2.2 "*bodywork*" 2015 Formula SAE® Rules)

- Batalla del vehículo:

El coche debe tener una distancia entre ejes de al menos 1525 mm (60 pulgadas). La distancia entre ejes se mide desde el centro de contacto con el suelo de las ruedas delanteras y traseras con las ruedas derechas.

(Norma T2.3 "*wheelbase*" 2015 Formula SAE® Rules)

- Vía del vehículo:

La vía más pequeña del vehículo (frontal o posterior) debe ser no menos de 75% de la vía más grande.

(Norma T2.4 "vehicle track" 2015 Formula SAE® Rules)

- Visibilidad de componentes:

Todas las partes a inspeccionar deben ser claramente visibles a los inspectores técnicos sin el uso de instrumentos tales como los endoscopios o espejos. El acceso visible puede ser proporcionado mediante la eliminación de paneles de la carrocería o por paneles de acceso desmontable.

(Norma T2.5 "Visible Access" 2015 Formula SAE® Rules)

- Visibilidad del piloto:

El conductor debe tener una visibilidad adecuada a la parte frontal y los laterales del coche. Con el conductor sentado en una posición normal de conducción, él/ella debe tener un campo mínimo de visión de doscientos de grados (200 °) (un mínimo de cien grados (100 °) a cada lado del conductor). La visibilidad requerida se puede obtener por el conductor girando su cabeza y/o el uso de espejos.

(Norma T4.7.1 "General Requirement" 2015 Formula SAE® Rules)

- Recorrido de la suspensión:

El vehículo debe estar equipado con un sistema de suspensión totalmente operativo con amortiguadores delanteros y traseros, con un recorrido de la rueda utilizable de al menos 50,8 mm (2 pulgadas), 25,4 mm (1 pulgada) arriba y 25,4 mm (1 pulgada) abajo, con el conductor sentado. Los jueces se reservan el derecho a descalificar a los coches que no representan un intento serio de un sistema de suspensión de funcionamiento o que demuestran la manipulación inapropiada para un circuito de *Autocross*.

(Norma T6.1.1 2015 Formula SAE® Rules)

- Puntos de la suspensión:

Todos los puntos de montaje de suspensión deben ser visibles en la Inspección Técnica, ya sea por visión directa o mediante la eliminación de las cubiertas.

(Norma T6.1.2 2015 Formula SAE® Rules)

- Distancia al suelo:

La distancia al suelo debe ser suficiente para evitar que cualquier parte del vehículo, excepto los neumáticos, toque el suelo durante las pruebas de pista. Contacto intencional o excesivo con el suelo de cualquier parte del coche, excepto los neumáticos, conllevará la descalificación de una carrera o un evento dinámico entero.

Comentario: La intención de esta regla es que las faldas de deslizamiento u otros dispositivos que por diseño, fabricación o como consecuencia del movimiento, entre en contacto con la superficie de la pista están prohibidos y cualquier contacto accidental con el terreno que sea causa daño, o, en opinión de la "los organizadores de eventos dinámicos "podrían causar daños en la pista, se traducirá en la pérdida de una carrera o un evento dinámico entero.

(Norma T6.2 "Ground Clearance" 2015 Formula SAE® Rules)

- Ruedas:

Las ruedas del coche deben ser 203,2 mm (8,0 pulgadas) o más de diámetro.

(Norma T6.3.1 "Wheels" 2015 Formula SAE® Rules)

Cualquier sistema de montaje de la rueda que utiliza una sola tuerca de retención debe incorporar un dispositivo para retener la tuerca y la rueda en el caso de que la tuerca se afloja. Una segunda tuerca ("contra tuerca") no cumple con estos requisitos.

(Norma T6.3.2 "Wheels" 2015 Formula SAE® Rules)

- Neumáticos:

Los vehículos pueden tener dos tipos de neumáticos de la siguiente manera:

1. Neumáticos de secos – Son los neumáticos que se montan en el vehículo cuando se presenta para la inspección técnica, Estos neumáticos se definen como su "Neumáticos de seco". Los neumáticos de seco pueden ser de cualquier tamaño o tipo. Pueden ser slicks o con dibujo.
2. Neumáticos de lluvia - los neumáticos de lluvia pueden ser de cualquier tamaño y del tipo de los neumáticos recauchutados o ranurado, siempre que:
3. El dibujo de la banda o ranuras hayan sido moldeados en el fabricante de neumáticos, o hayan sido cortados por el fabricante o su agente designado. Cualquier ranura que se haya hecho debe tener prueba documental de que se ha hecho de acuerdo con estas reglas.

4. La ranura debe tener una profundidad mínima de 2,4 mm (3/32 de pulgada).

Nota: Cualquier corte a mano, ranura o modificación de los neumáticos por parte de los equipos está específicamente prohibido.

(Norma T6.4.1 "Tires" 2015 Formula SAE® Rules)

- Estabilidad antivuelco:

La vía y el centro de gravedad del vehículo deben combinarse para proporcionar una estabilidad adecuada de vuelco.

(Norma T6.7.1 "Rollover stability" 2015 Formula SAE® Rules)

La estabilidad antivuelco se evaluará en una mesa basculante mediante una prueba de pasa/no pasa. El vehículo no debe rodar cuando se inclina en un ángulo de sesenta grados (60 °) respecto a la horizontal en cualquier dirección, correspondiente a 1,7 g. La prueba de inclinación se llevará a cabo con el conductor más alto en la posición normal de conducción.

(Norma T6.7.2 "Rollover stability" 2015 Formula SAE® Rules)

- Elementos de sujeción y seguridad:

Todas las uniones roscados utilizados en la estructura celular del conductor, los sistemas de dirección, frenado, arnés y suspensión del conductor debe cumplir o superar, grado 5 SAE, grado 8.8 Métricas y/o especificaciones AN/MS.

(Norma T11.1.1 "Fastener Grade Requirements" 2015 Formula SAE® Rules)

Se prohíbe el uso de tornillos Allen de cabeza redonda, cabeza chaflanada, cabeza plana o tornillos de cabeza redonda o tornillos en lugares críticos. Estos lugares incluyen la estructura celular del conductor, y el apego arnés del conductor.

Nota: Se permiten los tornillos o pernos (a veces llamados tornillos de cabeza hueca o tornillos/pernos Allen) de unidad Hexagonal empotradas.

(Norma T11.1.2 "Fastener Grade Requirements" 2015 Formula SAE® Rules)

Todo perno, tuerca, y otros elementos de sujeción críticos, en la dirección, los frenos, arnés del conductor, y la suspensión se deben asegurar el aflojamiento no intencionado por uso de mecanismos de bloqueo. Los mecanismos de bloqueo incluyen:

1. Cables de seguridad instalados correctamente.
2. Doble tuerca de seguridad.
3. Pasadores con alas.

4. Tuercas con inserción de nailon.

5. Tuercas autoblocantes.

Nota: Las arandelas de seguridad y pegamento de fijación, por ejemplo, *Loctite®*, no cumplen con el requisito de mecanismos de bloqueo.

(Norma T11.2.1 "*Securing Fasteners*" 2015 Formula SAE® Rules)

Debe haber un mínimo de dos (2) filos de rosca completos que sobresalgan de cualquier tuerca de seguridad.

(Norma T11.2.2 "*Securing Fasteners*" 2015 Formula SAE® Rules)

Todos los extremos de la barra con rótula y rodamientos esféricos en la dirección o la suspensión debe estar entre dos cuerpos capturados por un conjunto tornillo/tuerca o distánciales con un diámetro exterior más grande que el diámetro interior de la rótula evitando que escapen.

(Norma T11.2.3 "*Securing Fasteners*" 2015 Formula SAE® Rules)

Los extremos de los *tie-rod* ajustables deben ser restringidos con una tuerca de seguridad para evitar que se aflojen.

(Norma T11.2.3 "*Securing Fasteners*" 2015 Formula SAE® Rules)

# CAPÍTULO 2:

# ENTORNO

## 2.1. Formula Student

La *Formula Student* es una competición interuniversitaria, en la que participan equipos de todo el mundo, formados exclusivamente por estudiantes de los centros implicados. Los equipos participantes compiten con un monoplaza diseñado y construido por los integrantes de cada equipo, y son evaluados tanto el diseño de dicho vehículo, como los resultados obtenidos en las pruebas realizadas el día de la competición.

La finalidad de la competición es fomentar el aprendizaje autónomo de los estudiantes involucrados, y así mejorar la formación de los mismos. En el desarrollo del proyecto, el estudiante pone a prueba los conocimientos adquiridos en una gran diversidad de campos, al aplicarlos en el diseño del monoplaza.

Los fondos necesarios para realizar el proyecto suelen ser obtenidos de empresas patrocinadoras e inversores interesados en colaborar en él. Además, ciertas ramas de la evaluación del diseño están relacionadas con la economía y el equipo como empresa. Es por ello que también se requieren i aplican conocimientos de marketing, análisis de costos o estrategias de negocio.

### 2.1.1. Historia

El programa tiene sus orígenes en América bajo el nombre de *Formula SAE*. La *Society of Automotive Engineering* (SAE) comienza en 1981 un proyecto denominado *Formula SAE* (como evolución a la competición *BAJA SAE*), en la Universidad de Texas, Austin, en el que 6 equipos formados por estudiantes del centro compiten con monoplazas autónomamente diseñados.

El proyecto evoluciona considerablemente, y en 1998 atraviesa el atlántico y al crearse la competición *Formula Student* (con la colaboración del *Institute of mechanical engineers*) en Warwickshire y con la participación de 4 equipos de la región.

Hoy en día existen 12 eventos de este tipo celebrados en distintos lugares del planeta, llegando estos a agrupar hasta 120 equipos y más de 2000 estudiantes, en algunos casos. En la imagen 2.1 se muestran los eventos geográficamente.



**Figura 2.1** Localización geográfica de los eventos *Formula Student*

### 2.1.2. Estructura

La competición está dividida en dos tipos de pruebas: pruebas estáticas y pruebas dinámicas. En las primeras se evalúa el diseño del monoplaça, el plan de negocio y el estudio económico, mientras en las segundas se evalúa el comportamiento en pista.

La evaluación de todas las partes de la competición se lleva a cabo por jueces especialistas en cada ámbito específico, con experiencia en la automoción de competición así como en el mundo de la *Formula Student*.

A continuación, se describen ambas fases de la evaluación con detalle.

- Pruebas estáticas (Static events):

En las pruebas que constituyen este grupo, se evalúa el diseño del monoplaça, así como el coste, el plan de negocio y la inspección técnica del mismo.

La puntuación máxima que se puede obtener es de 325 puntos, repartidos según se muestra en la tabla 2.1:

**Tabla 2.1** Tabla de puntuación de pruebas estáticas

(FSAE RULES 2015)

Prueba	Puntuación máxima
Inspección Técnica	No recibe puntos
Coste y construcción	100 puntos
Presentación	75 puntos
Diseño	150 puntos
<b>Total</b>	<b>325 puntos</b>



a) Inspección técnica:

En este apartado se determina si el vehículo cumple con la normativa FSAE que rige la competición. Esta prueba no proporciona puntuación al equipo, aunque es imprescindible superarla para poder ser evaluado en las pruebas dinámicas.

Se realizan distintas pruebas para determinar el cumplimiento de la normativa:

Parte 1: Revisión eléctrica y mecánica

Comprobación eléctrica y mecánica del vehículo, según la norma FSAE.

(Norma S2.7.1 "*Electrical and Mechanical Scrutineering*")

2015 Formula SAE® Rules)

Parte 2: Prueba de inclinación

El monoplaza debe ser capaz de inclinarse 45º sin perder combustible ni ningún tipo de fluido, y 60º sin volcar.

(Norma S2.7.2 "*Tilt table test*" 2015 Formula SAE® Rules)

Parte 3: Prueba de ruido, interruptor principal, test de lluvia y prueba de frenada.

Según el tipo de vehículo se realizarán las pruebas pertinentes de esta parte de la evaluación.

(Norma S2.7.2 "*Noise, Master Switch, Ready-To-Drive-Sound, Rain Test and Brake Test*" 2015 Formula SAE® Rules)

b) Coste y construcción:

La evaluación de esta parte se basa en la justificación de los costes que implica el proyecto.

Los equipos tienen que saber encontrar un balance adecuado entre el diseño de cada parte del vehículo, y el coste que éste comporta.

Los participantes deben aprender y comprender los principios básicos del diseño, fabricación y ensamblaje, con mínimas restricciones y una normativa que los rija durante el proceso.

Esta fase de evaluación consta de tres partes:

Parte 1: Informe de costes

Se debe presentar un informe de costes, y entregarlo a los jueces responsables antes de la celebración del evento. Este informe incluye materiales, componentes y procesos aplicados durante la construcción.

(Norma S4.3.1 "*Cost Report*" 2015 Formula SAE® Rules)

### Parte 2: Debate

En el día de evaluación, ya empezada la competición, se lleva a cabo un debate con los jueces alrededor del monoplace, evaluando tanto el coste del proyecto como la capacidad del equipo para preparar estimaciones precisas de dichos costes.

(Norma S4.3.2 "*Discussion*" 2015 Formula SAE® Rules)

### Parte 3: Caso real

Los estudiantes deben enfrentarse a una hipótesis de caso real, relacionado con el coste y la fabricación del vehículo.

(Norma S4.3.3 "*Real Case*" 2015 Formula SAE® Rules)

#### c) Presentación (Plan de negocio)

En esta parte se evalúa la capacidad del equipo para desarrollar y ofrecer un modelo de negocio, y con ello convencer a los ejecutivos de una corporación de que el proyecto es el que mejor se adapta a sus intereses y a las exigencias de los clientes potenciales (mercado de competiciones de fin de semana, aficionados al *Motorsport*...). El negocio debe ser rentable y debe ser expuesto como tal.

(Norma S5 "*Presentation event*" 2015 Formula SAE® Rules)

#### d) Diseño

Esta parte de la evaluación considera el valor del diseño llevado a cabo por el equipo, y según criterios de ingeniería.

En función de la valoración obtenida y el grado en el que se superen los objetivos de diseño, se otorgarán más o menos puntos al equipo.

(Norma S6 "*Design event*" 2015 Formula SAE® Rules)

- Pruebas dinámicas (Dynamic events):

Una vez superada la Inspección Técnica del vehículo y habiendo participado en las pruebas estáticas, el monoplace puede ser evaluado en las pruebas dinámicas. En este evento, distintos aspectos del comportamiento dinámico del vehículo son puestos a prueba en las diferentes partes que lo componen.

Con un máximo de 675 puntos obtenibles, esta fase de la competición se estructura tal y como se muestra en la tabla 2.2.

**Tabla 2.2.** *Tabla de puntuación de pruebas dinámicas*  
(FSAE RULES 2015)

Prueba	Puntuación máxima
<b>Aceleración</b>	75 puntos
<b>Skid Pad</b>	50 puntos
<b>Autocross</b>	150 puntos
<b>Eficiencia</b>	100 puntos
<b>Resistencia</b>	300 puntos
<b>Total</b>	675 puntos

a) Aceleración

Este evento evalúa la aceleración longitudinal máxima que del monoplaza es capaz de desarrollar e línea recta y pavimento plano. El vehículo dispone de un tramo de 75m de longitud (entre línea de salida y línea de llegada), el cual debe ser recorrido en el menor tiempo posible.

La puntuación obtenida en esta prueba se corresponde con la expresión matemática siguiente (Ec. 2.1):

$$Puntuación Aceleración = \frac{71,5 \cdot \frac{T_{max}}{T_{your}} - 1}{\frac{T_{max}}{T_{min}} - 1} + 3,5 \quad (2.1)$$

Donde:

$T_{your}$ : Menor tiempo corregido por sanciones

$T_{min}$ : Menor tiempo corregido por sanciones conseguido por el monoplaza más rápido

$T_{max}$ : 150% de  $T_{min}$

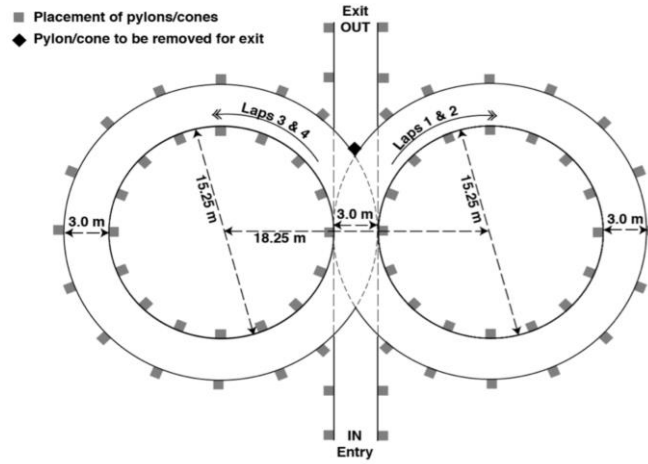
(Norma D5 "Acceleration event" 2015 Formula SAE® Rules)

b) Skid-Pad:

Esta prueba tiene la finalidad de evaluar el comportamiento en curva (pavimento llano y radio de curva constante), con las aceleraciones laterales que este comporta.

La forma y dimensiones del circuito están impuestos por normativa: Dos tramos circulares situados en forma de ocho. El diámetro interior de cada círculo es de 15,25m, y el exterior 21,25m. Los centros de ambos círculos se encuentran a 18,25m el uno del otro. El ancho del camino queda de 3m en todos los puntos del recorrido. La entrada y la salida del circuito son tramos rectos (de 3m de ancho) tangentes a ambos círculos.

En la figura 2.1 se halla representado gráficamente el circuito arriba descrito:



**Figura 2.2** Recorrido del Skid-Pad de Formula Student  
(FSAE RULES 2015)

La puntuación obtenida en esta prueba se corresponde con la expresión matemática siguiente (Ec. 2.2):

$$Puntuación\ Skid - Pad = \frac{47,5 \cdot \left(\frac{T_{max}}{T_{your}}\right)^2 - 1}{\left(\frac{T_{max}}{T_{min}}\right)^2 - 1} + 2,5 \quad (2.2)$$

Donde:

$T_{your}$ : Menor promedio de la vuelta a derechas e izquierdas corregido por sanciones  
 $T_{min}$ : Menor tiempo corregido por sanciones conseguido por el monoplaza más rápido  
 $T_{max}$ : 125% de  $T_{min}$

(Norma D6 "Skid-Pad event" 2015 Formula SAE® Rules)

c) Autocross:

Esta prueba tiene como objetivo evaluar el comportamiento en circuito, sin considerar otros vehículos como estorbo. Se realiza en un circuito de aproximadamente 1km de longitud, que combina condiciones de aceleración, frenada y paso por curva.

La puntuación obtenida en esta prueba se corresponde con la expresión matemática siguiente (Ec. 2.3):

$$Puntuación Autocross = \frac{142,5 \cdot \frac{T_{max}}{T_{your}} - 1}{\frac{T_{max}}{T_{min}} - 1} + 7,5 \quad (2.3)$$

Donde:

$T_{your}$ : Mejor tiempo corregido por sanciones

$T_{min}$ : Mejor tiempo corregido por sanciones conseguido por el monoplaza más rápido

$T_{max}$ : 145% de  $T_{min}$

(Norma D7 "Autocross event" 2015 Formula SAE® Rules)

d) Resistencia:

Es posiblemente la prueba más exigente de la competición y la de más peso (representa 300 puntos de los 675 totales de pruebas dinámicas). Tiene como finalidad evaluar el rendimiento general del monoplaza, siendo de capital importancia la durabilidad y fiabilidad del mismo.

El monoplaza debe ser capaz de realizar un total de 22 vueltas a un circuito de 1km de longitud. Aunque el tiempo es importante en esta prueba, hay una gran diversidad de temas a tener en cuenta para la puntuación final (por ejemplo, el vehículo no debe derramar fluidos de ningún tipo durante la prueba).

La puntuación obtenida en esta prueba se corresponde con la expresión matemática siguiente (Ec. 2.4):

$$Puntuación Resistencia = \frac{250 \cdot \frac{T_{max}}{T_{your}} - 1}{\frac{T_{max}}{T_{min}} - 1} + 50 \quad (2.4)$$

Si un equipo no consigue un tiempo inferior a  $T_{max}$ , no recibirá puntuación en la prueba.

(Norma D8.20 "Endurance Scoring Formula" 2015 Formula SAE® Rules)

e) Eficiencia:

En esta prueba se considera la eficiencia del vehículo en condiciones normales de carrera. Su evaluación se lleva a cabo durante la prueba de resistencia, previamente comentada.

(Norma D8.5 "Efficiency" 2015 Formula SAE® Rules)

# **CAPÍTULO 3: COMPONENTES DEL SISTEMA DE SUSPENSIÓN**

El sistema de suspensión es el encargado de o elemento de unión entre la masa suspendida de un vehículo y la masa no suspendida. Este elemento de unión permite un movimiento relativo entre ambas masas incorporando un sistema elástico y otro de amortiguación. Las funciones principales del sistema de suspensión es la de:

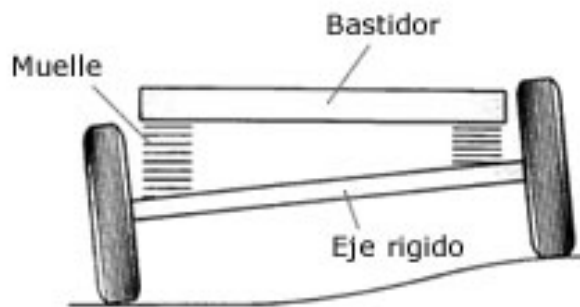
- Controlar y reducir la variación en el intercambio de cargas entre ruedas favoreciendo la estabilidad dinámica del vehículo.
- Aislar a la masa suspendida de las perturbaciones que puedan transmitirse por elementos en la carretera.

En el siguiente apartado se detallan los sistemas de suspensión más comunes.

### 3.1. Sistemas de suspensión comunes

#### Sistema de suspensión de eje rígido:

Esta suspensión tiene unidas las ruedas mediante un eje rígido formando un conjunto. Presenta el inconveniente de que al estar unidas ambas ruedas, las vibraciones producidas por la acción de las irregularidades de la carretera, se transmiten de un lado al otro del eje. Además el peso de las masas no suspendidas aumenta notablemente debido al peso del eje rígido. El principal uso de esta disposición de suspensión se realiza sobre todo en vehículos industriales, autobuses, camiones y vehículos todo terreno. En la figura 3.1 se puede observar el sistema:



**Figura 3.1** Sistema de suspensión tipo eje rígido.

#### Sistema de suspensión McPherson:

Este sistema es uno de los más utilizados en el tren delantero aunque se puede montar igualmente en el trasero. Con esta suspensión es imprescindible que la carrocería sea más resistente en los puntos donde se fijan los amortiguadores y muelles, con objeto de absorber los esfuerzos transmitidos por la suspensión.

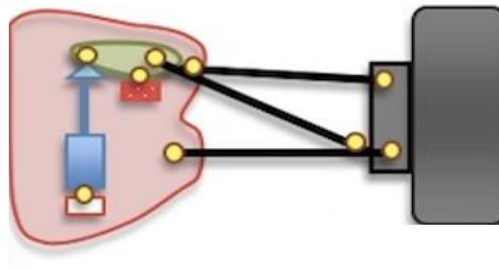


**Figura 3.2** Sistema de suspensión tipo McPherson.

El sistema está constituido por un brazo o triángulo inferior que sujeta el conjunto de la rueda asociado a un muelle y amortiguador posicionados verticalmente y fijados directamente sobre el chasis o estructura portante del vehículo. El inconveniente principal es que la sujeción superior es poco restrictiva respecto a otros sistemas de suspensión. En la figura 3.2 se puede ver el sistema McPherson con sujeción de brazo inferior.

#### Sistema de suspensión *push-rod*:

Este sistema se caracteriza por montar dos triángulos o trapecios de suspensión, una barra diagonal que trabaja a compresión cuando la rueda es comprimida y que transmite el esfuerzo a un balancín, y un muelle asociado a un amortiguador en paralelo encargados de disipar la energía mecánica generada por el movimiento del conjunto del neumático. En la figura 3.3 se puede observar el mecanismo tipo *push-rod*.

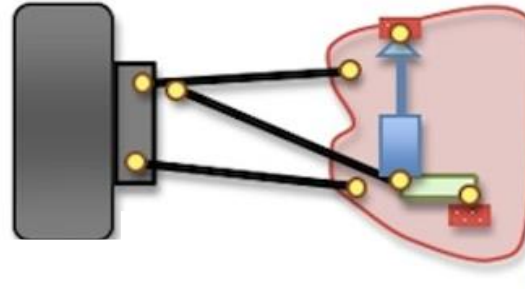


**Figura 3.3** Sistema de suspensión tipo Push-Rod.

#### Sistema suspensión *pull-rod*:

El sistema *pull-rod* consta también de dos triángulos pero la barra diagonal está colocada al revés, uniendo el amortiguador con el balancín y moviendo el conjunto a tracción en vez de a compresión. En este tipo de suspensión los amortiguadores pueden colocarse en posición más baja reduciendo de este modo el centro de gravedad. El inconveniente que tiene este sistema de suspensión es que es complicado diseñarlo en un vehículo debido a la dificultad para colocar el conjunto de muelle-amortiguador en una parte comprometida del vehículo por espacio. En la figura 3.4 se puede comparar el sistema respecto al tipo *push-rod*.





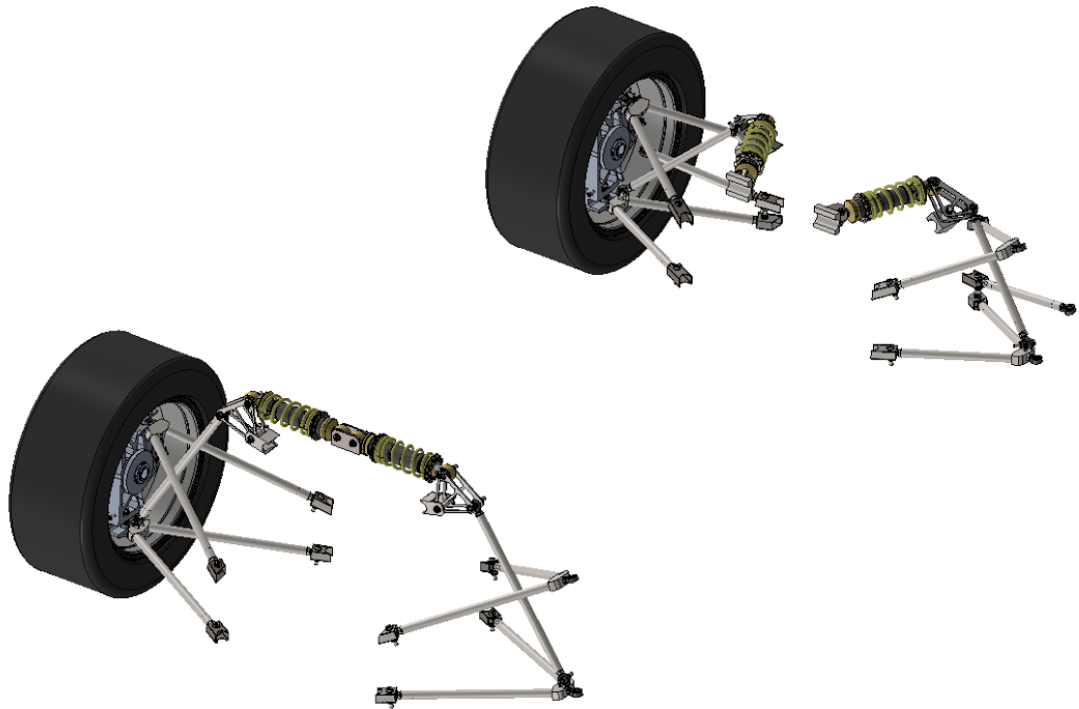
**Figura 3.4** Sistema de suspensión tipo pull-rod.

En la tabla 3.1 se compara los distintos sistemas de suspensión y se hace una ponderación para poder elegir qué sistema es el montado en el vehículo.

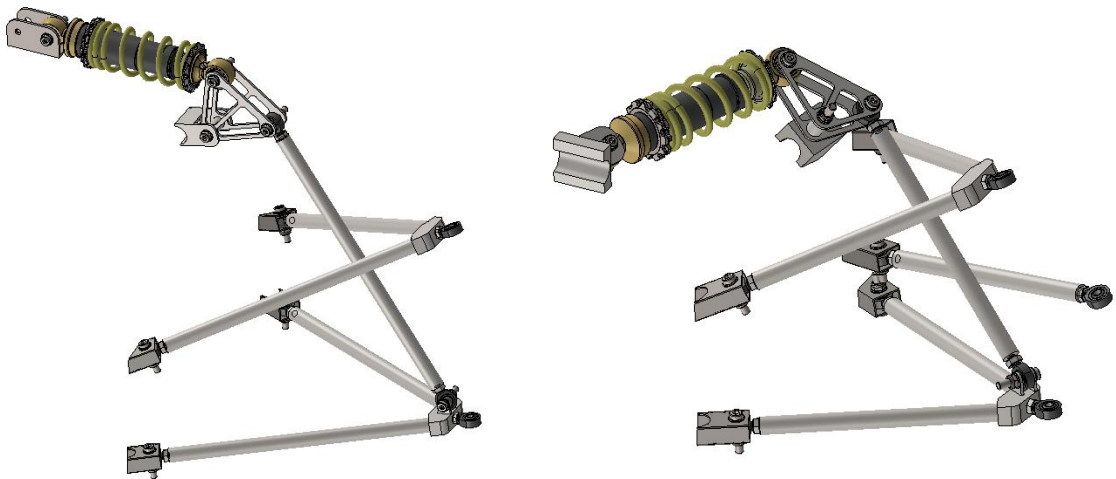
**Tabla 3.1** Tabla de ponderación de mecanismos de suspensión.

	POND.	EJE RÍGIDO	MC PHERSON	PUSHROD	PULLROD
Withstanding of loads	0.2	10	10	10	10
Easy to regulate	0.1	6	8	10	10
Minimize frontal area	0.05	3	3	7	7
Components inside body	0.1	3	5	7	7
Easy access to elements	0.15	6	4	9	8
Minimize space	0.05	4	7	6	7
light materials	0.05	5	5	6	6
Minimize size	0.05	7	8	7	7
Easy to disassemble	0.1	1	2	8	8
Economic cost	0.05	5	5	5	5
Use of commercial comp.	0.05	8	9	5	5
Low production times	0.05	6	7	9	9
<b>TOTAL</b>	<b>1</b>	<b>5.8</b>	<b>6.3</b>	<b>8.1</b>	<b>8</b>

El sistema finalmente elegido es el *push-rod*. Prácticamente la ponderación da el mismo resultado que el sistema *pull-rod* pero por la facilidad para acceder a los elementos de la suspensión y la facilidad para realizar el diseño de pivoteo con el balancín el primero ha resultado ser el ganador. En la figura 3.5 y 3.6 se observa el sistema *push-rod* aplicado a un prototipo de *Formula Student*.



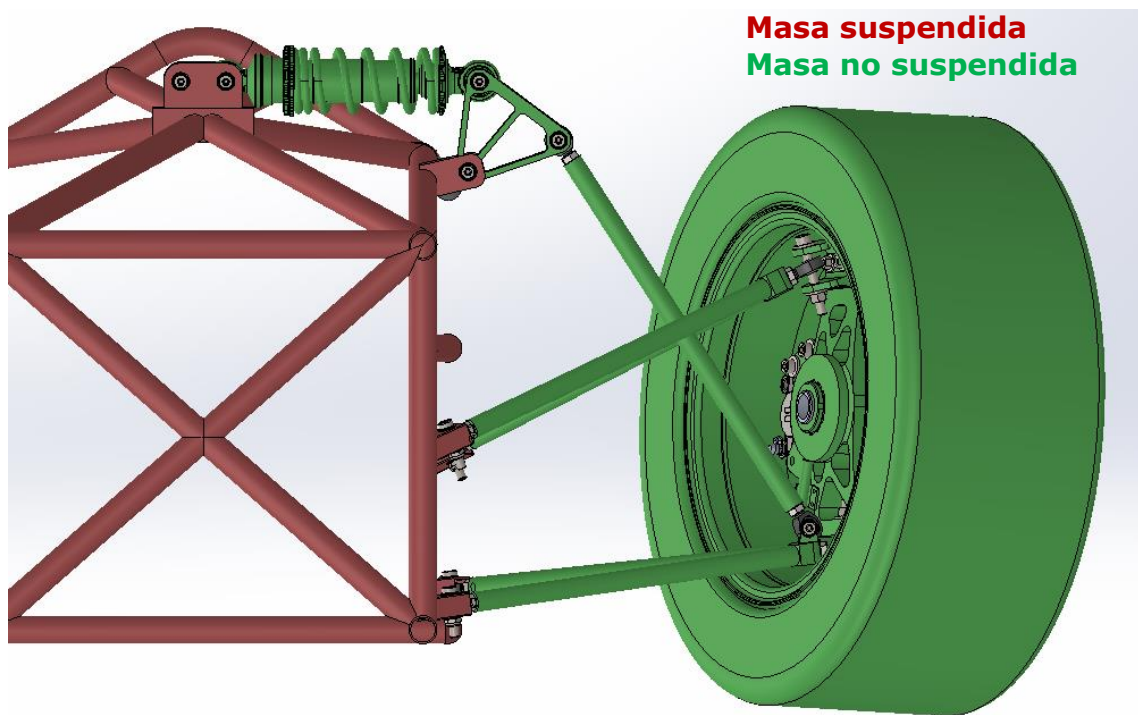
**Figura 3.5** Sistema push-rod aplicado al vehículo.



**Figura 3.6** Vista del sistema de suspensión frontal y trasero (derecha e izquierda, respectivamente).

## 3.2. Elementos del conjunto

Es importante recalcar la diferencia entre el conjunto de las masas incluidas en un vehículo. Además de las ruedas, la suspensión se considera masa no suspendida y por lo tanto es interesante minimizar su peso. Los componentes de la masa suspendida y no suspendida se pueden ver en la figura 3.7:



**Figura 3.7** Comparativa de la masa suspendida y la masa no suspendida.

Las piezas constituyentes de la masa no suspendida y que crean el sistema de suspensión básicamente son las siguientes:

- Neumático.
- Soporte del neumático
- Piezas de anclaje del conjunto del neumático
- Muelle.
- Amortiguador

A continuación se hace una breve descripción de cada elemento:

El neumático es el elemento elástico de unión entre el suelo y todo el conjunto del vehículo. Su función es la de transmitir pares y fuerzas que serán las responsables de hacer avanzar al vehículo, frenarlo y/ o cambiar su trayectoria. En nuestro caso el neumático es del fabricante *Hoosier* con medidas de 20.5x7.0-13. También es importante el compuesto del caucho que lo recubre, así como todas las capas que lo componen. En nuestro caso es un neumático radial y al compuesto tiene la abreviatura de R25B. En la siguiente figura se puede ver el neumático adquirido para el vehículo:



**Figura 3.8** Neumático HOOSIER 20.5x7.0-13 R25B.

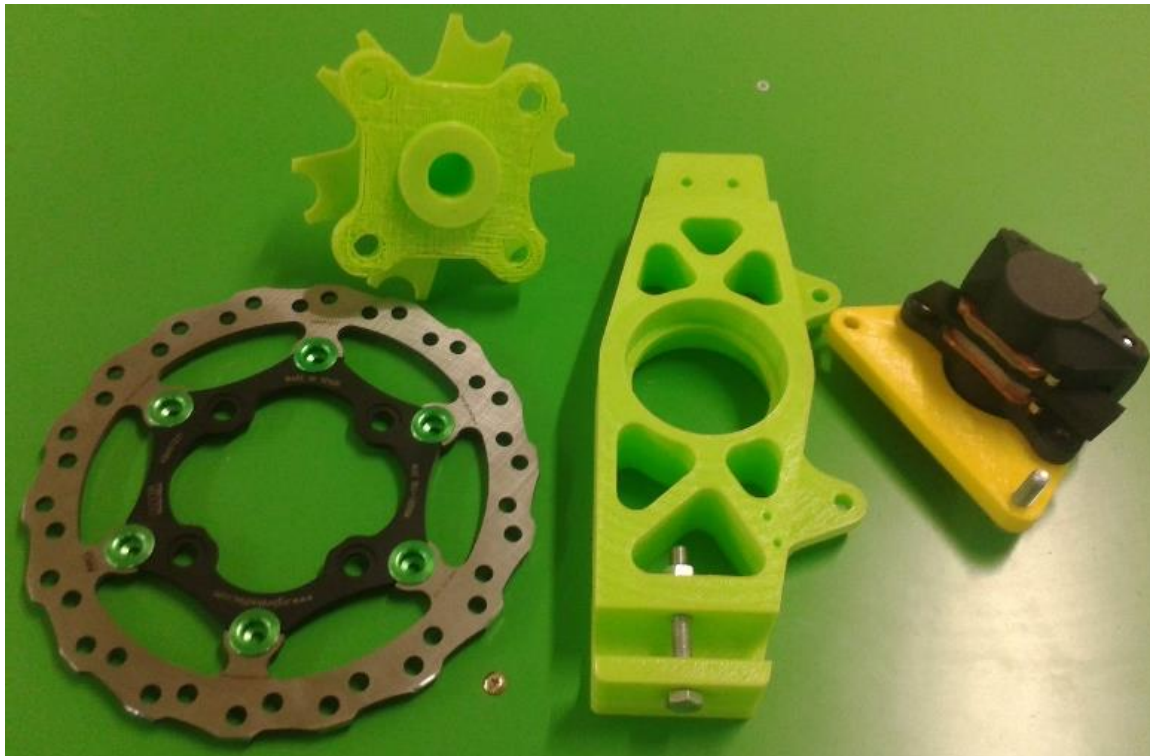
El soporte del neumático son todas aquellas piezas donde el neumático va fijado. En nuestro caso se trata una llanta del fabricante *BRAID* con nombre *STURACE* y medidas de 13.0x7.0 y offset de +31mm. La llanta equipada por el equipo se puede ver en la figura 3.9. En este apartado también se incluiría la mangueta y buje por ser los elementos vinculados a los brazos de suspensión. Estos elementos están hechos de Aluminio 7075-T6 mecanizado e incluyen otros elementos necesarios para su correcto funcionamiento como cojinetes, tuercas de sujeción etc.

Estas piezas son críticas en el diseño y abarcan un departamento propio.



**Figura 3.9** Llanta STURACE 13.0x7.0.

En la siguiente imagen se puede ver estas piezas impresas en 3D además del conjunto principal de frenado, para realizar un prototipo de ensamblaje de la rueda.



**Figura 3.10** Piezas de prototipado rápido.

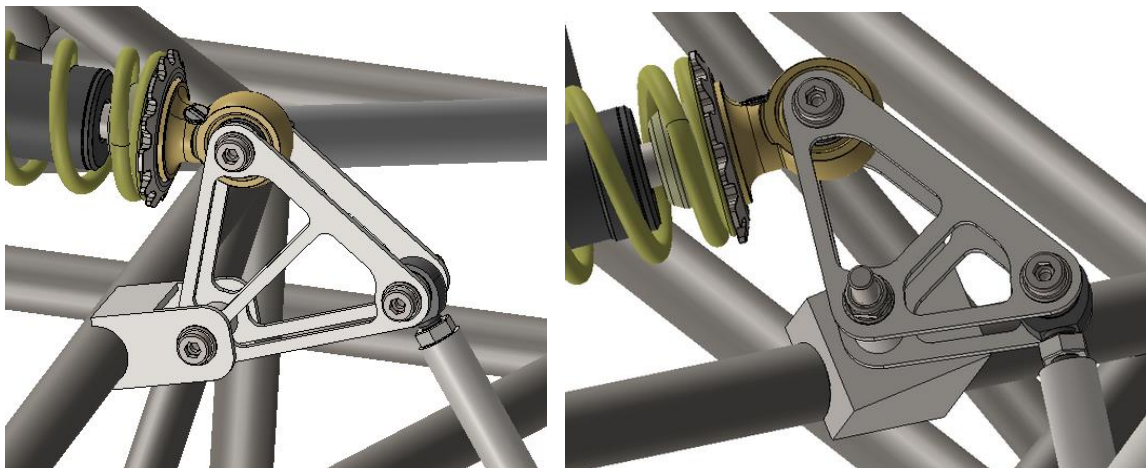
Las piezas de anclaje del conjunto del neumático son los encargados de transmitir las fuerzas y pares que ya han pasado por el neumático (atenuadas por su efecto muelle-amortiguador) a los elementos encargados de controlar y absorber estos esfuerzos. En esta categoría entrarían:

- Trapecios: Son los elementos de unión entre el conjunto de la rueda y el chasis que articulan el movimiento de la rueda restringiéndolo por su geometría previamente diseñada.



**Figura 3.11** Ejemplo de trapecio inferior.

- Balancines: Este elemento es el encargado de transmitir la fuerza que viene directamente de la rueda hacia el conjunto de muelle amortiguador. Este elemento está anclado al chasis por cojinete de fricción y hace de pivote para transmitir la fuerza en el eje deseado según la posición del conjunto muelle-amortiguador.



**Figura 3.12** Vista del balancín delantero y trasero (respectivamente).



El conjunto de muelle-amortiguador es el que disipa la energía que viene directamente del movimiento del conjunto del neumático. Viene acoplado por el balancín y está posicionado encima de la masa suspendida para intentar descargar el peso del conjunto de la rueda. Cada elemento tiene su función:

- Muelle: Es el elemento elástico que almacena la energía directamente proveniente de la rueda y las libera una vez han cesado. En nuestro caso el muelle es de tipo helicoidal y de doble etapa. El primer tramo es de 28.5N/mm hasta 30mm y el segundo es de 34.3N/mm.



**Figura 3.13** Muelle de doble etapa.

- Amortiguador: A consecuencia de absorber la energía con un muelle además de la rigidez asociada al neumático se producen efectos vibratorios al liberar la energía acumulada relacionados también con las frecuencias propias del sistema tanto de las masas suspendidas como no suspendidas. Es por esto que se montan en el conjunto un amortiguador por rueda que será el encargado de disipar y tener controlada esta energía.



**Figura 3.14** Conjunto de amortiguadores del vehículo.

# **CAPÍTULO 4:**

## **CONCEPTOS BÁSICOS**

A lo largo de esta memoria, se tratarán y estudiarán elementos relacionados con la dinámica de vehículos. Para su correcta comprensión es necesario definir una serie de conceptos considerados como básicos para este caso.

Estos se pueden dividir en tres grupos: Vista Frontal, Vista Lateral y General. Algunos de ellos no disponen de una nomenclatura adaptada al castellano, por lo que en general se utilizará la denominación original en inglés con su traducción al castellano (en caso de que la haya) entre paréntesis. Esto también sucederá en algunos de los capítulos de la memoria.

### **4.1. Sistema de ejes del vehículo (SAE)**

A lo largo de esta memoria, se trabajará en multitud de ocasiones con ciertas magnitudes o conceptos que implican restricciones espaciales o la necesidad de ubicarlos en el espacio. Por ello, hará falta que todos ellos estén referenciados al mismo sistema de coordenadas.

En esta sección se especificará dónde se encuentran en el espacio cada uno de los elementos de referencia que componen este sistema. A continuación se definen cada uno de ellos, y se muestran representados gráficamente.

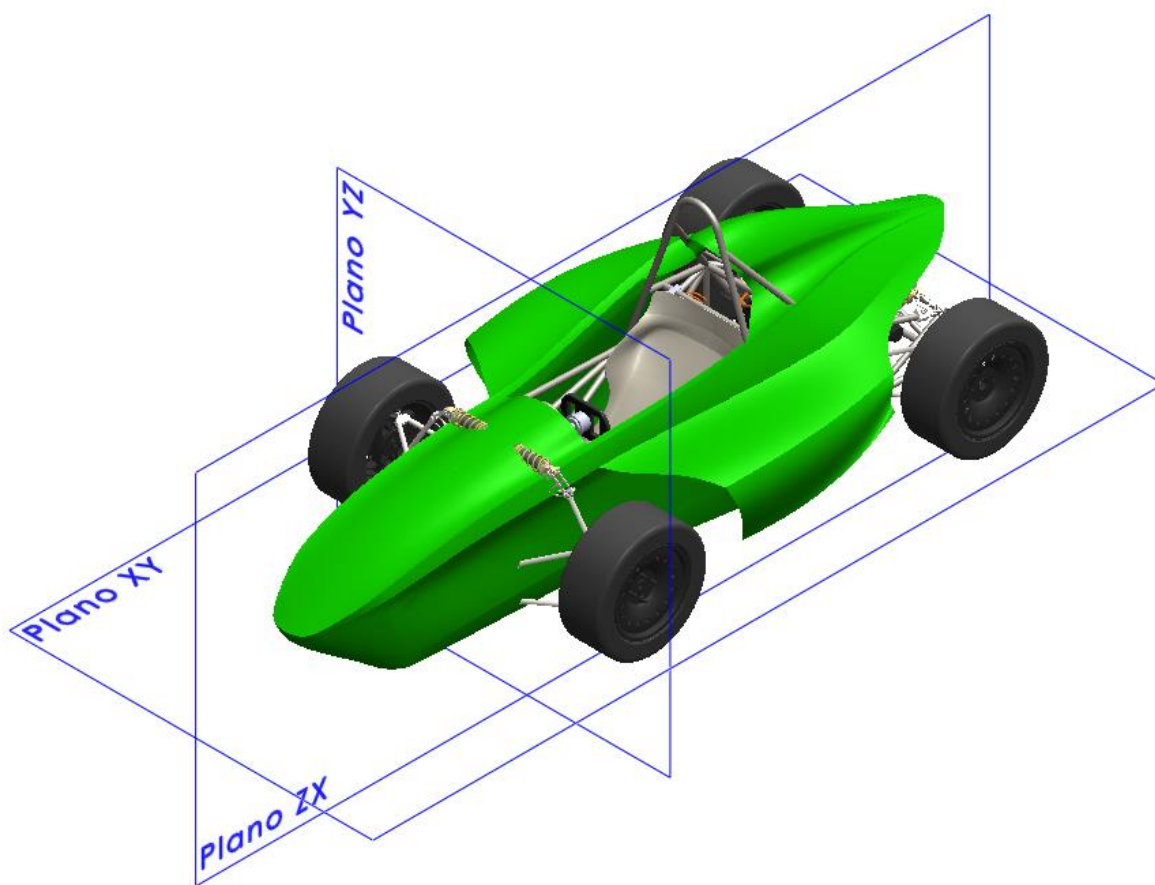
- Origen de coordenadas: Es el punto de referencia del sistema de coordenadas. Es aquel punto en el que el valor de cualquiera de las tres coordenadas del sistema es nulo (0,0,0). Se encuentra coincidente con el suelo, en el punto medio del eje que une las huellas de las dos ruedas delanteras.
- Eje X: Este eje (también nombrado eje longitudinal) es paralelo al suelo, coincide con la dirección de avance del vehículo, y adquiere valores positivos



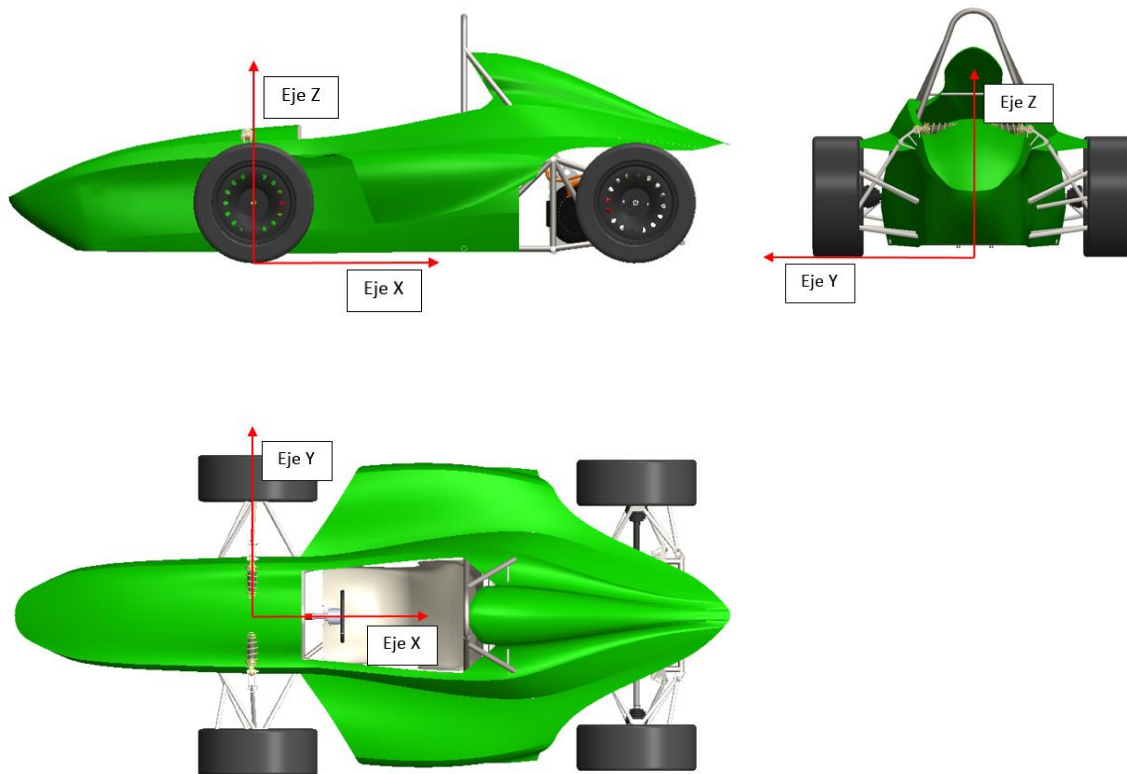
en sentido contrario a dicho avance (del eje delantero al eje trasero del vehículo). El origen de coordenadas es coincidente con el eje X, y representa el punto donde éste adquiere valor nulo.

- Eje Y: Este eje (también nombrado eje transversal u horizontal) es paralelo al suelo y perpendicular al ya descrito Eje X. Si nos situamos en la posición del piloto, el Eje Y adquiere carácter positivo en sentido de izquierda a derecha. El origen de coordenadas es coincidente con el eje Y, y representa el punto donde éste adquiere valor nulo.
- Eje Z: Este eje (también nombrado eje vertical) es perpendicular al suelo y también a los otros dos ejes ya mencionados (X, Y). El origen de coordenadas es coincidente con el eje Z, y representa el punto donde éste adquiere valor nulo.
- Plano XY: Es el plano definido por los ejes X e Y (ambos coincidentes con el plano).
- Plano YZ: Es el plano definido por los ejes Y y Z (ambos coincidentes con el plano).
- Plano ZX: Es el plano definido por los ejes Z y X ambos coincidentes con el plano).

En las figuras 4.1 y 4.2, se encuentran representados todos los elementos que conforman el sistema de referencia utilizado:



**Figura 4.1.** Representación de los planos principales del vehículo



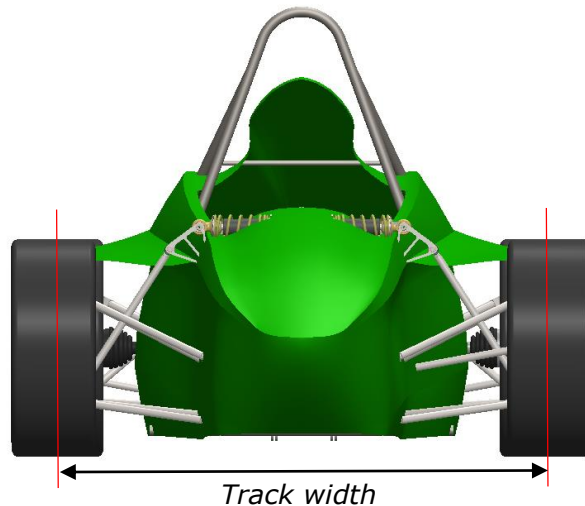
**Figura 4.2.** Representación de los ejes principales del vehículo

## 4.2. Conceptos de la vista frontal

- *Track width* (Vía):

La *track width* del vehículo es la distancia entre los centros de las huellas de contacto de los neumáticos con el suelo en un mismo eje (delantero o trasero). Esta distancia se mide paralela al eje horizontal del vehículo (eje Y).

Este parámetro determina en gran medida la estabilidad lateral del vehículo. Al incrementar la vía, se reduce la transferencia de masas lateral generada en el paso por curva del monoplace, lo cual es preferible para la estabilidad del mismo. Por otro lado, el ancho de la pista por la que se circula, así como la normativa relacionada pueden ser factores restrictivos a la hora de decidir el valor de la vía. La figura 4.3 muestra gráficamente éste parámetro.



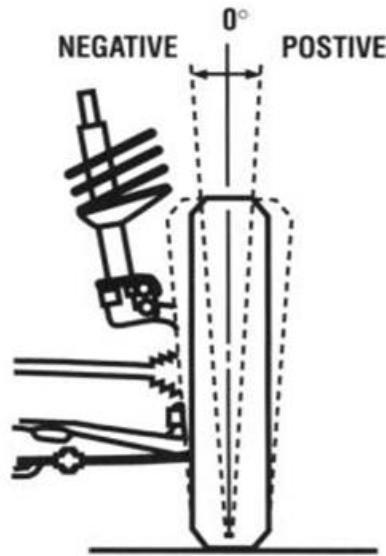
**Figura 4.3.** Representación de la track width delantera del E79

**Valor para el caso del E79:** La normativa únicamente exige que la *track width* más corta del vehículo sea por lo menos un 75% de la vía mayor. Se suele imponer que la vía del eje trasero sea menor a la frontal, dado que de este modo, en caso de tener que esquivar un obstáculo (por ejemplo, un cono) es más sencillo evitar que este colisione con la parte trasera del monoplaza. Por razones de empaquetamiento del conjunto de la transmisión del vehículo, la vía trasera ( $t_R$ ) adquiere un valor de 1150mm. La vía frontal se ha impuesto con un valor de 1200mm, ya que es un valor común en monoplazas de este tipo, y representa un buen equilibrio entre transferencia de masas y anchura.

- **Ángulo *camber* (ángulo de caída):**

El ángulo *camber* se define como la diferencia angular entre el plano de la rueda y el plano vertical del vehículo (plano XZ). Este ángulo se considera positivo cuando la parte superior de la rueda se aleja del vehículo y negativo cuando la parte superior se aproxima a este. Este parámetro adquiere valores positivos cuando la parte superior del neumático tiende a alejarse del vehículo, mientras que los valores negativos se dan cuando ésta se acerca al eje longitudinal del conjunto.

El ángulo *camber* está íntimamente relacionado con el agarre del mismo al suelo (el coeficiente de fricción del neumático y la fuerza lateral que es capaz de desarrollar). La figura 4.4 muestra gráficamente éste parámetro.



**Figura 4.4.** Representación esquemática del ángulo camber (Milliken 1995)

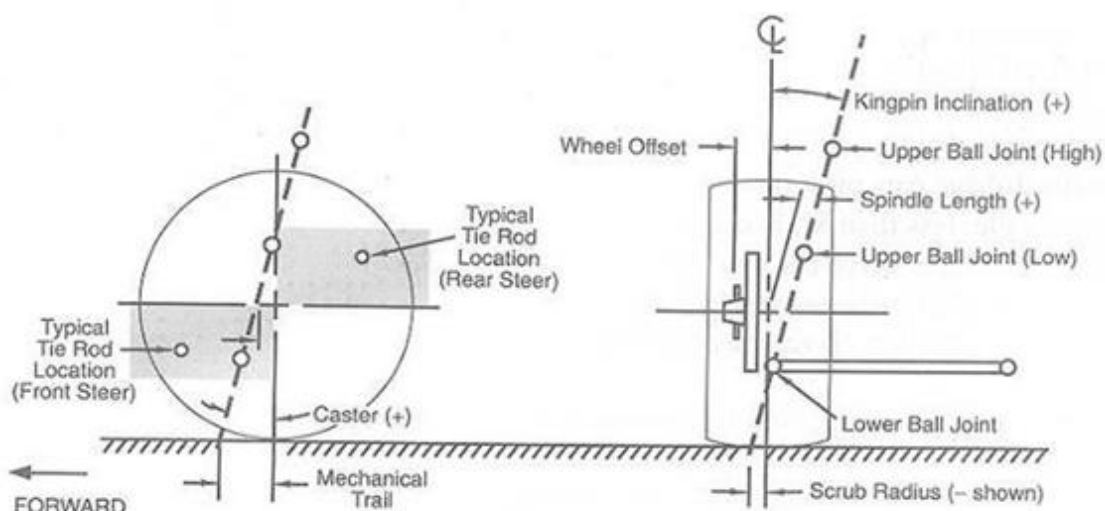
**Valor para el caso del E79:** Los valores de éste ángulo se quieren mantener entre  $0^\circ$  y  $-4^\circ$  a lo largo del recorrido de la rueda. A consecuencia del estudio de neumáticos realizado más adelante (sección 5.3.3), el ángulo *camber* estático (vehículo en reposo) del E79 adquiere los valores de  $-1,5^\circ$  (ligeramente inferior al valor óptimo) para las ruedas del eje frontal y  $-1^\circ$  para el eje trasero (este debe ser ligeramente más reducido dado que se trata del tren de tracción).

- **Ángulo *kingpin*:**

El ángulo *kingpin* es el ángulo formado por el eje *kingpin* (línea que une los puntos de unión de los trapecios con la mangueta: *Upper ball joint*, UBJ, y *Lower ball joint*, LBJ) y el plano YZ. A diferencia del ángulo de caída, los valores negativos de este parámetro se dan cuando el punto superior del eje *kingpin* se encuentra más cercano al centro del vehículo que el punto inferior del mismo.

Cuanto más elevados sean sus valores, más fuerza será necesaria en el giro del volante.

Otra razón para imponer un ángulo *kingpin* positivo es el hecho de que un trapecio inferior más largo que el superior, favorece una ganancia de ángulo *camber* en sentido negativo cuando la rueda se eleva (lo cual es preferible para el rendimiento del neumático). La figura 4.5 muestra gráficamente éste parámetro (junto con otros conceptos que se definirán más adelante):



**Figura 4.5.** Representación esquemática de los parámetros básicos de la geometría de la vista frontal (Milliken 1995)

**Valor para el caso del E79:** La elección del ángulo *Kingpin* depende en gran medida de la experiencia en diseño de monoplazas. Para nuestro caso, se ha impuesto un valor de  $+7^\circ$  para el eje delantero (ya que es un valor que permitirá que el conductor no tenga que realizar un esfuerzo excesivo en el giro del volante) y  $+10,5^\circ$  para el trasero, ya que de este modo se puede conseguir un *scrub radius* (definido a continuación) aceptable.

- *Scrub radius*:

El *scrub radius* es la distancia que separa el centro de la huella de contacto del neumático y el punto de intersección entre el suelo y la prolongación de la línea que une los dos puntos de unión en la mangueta (eje *kingpin*). Este parámetro adquiere valores negativos cuando el segundo de los dos puntos mencionados se aleja del centro del vehículo.

La existencia de este parámetro también influye en el confort experimentado por el conductor, sobre todo de cara al torque autoalineante de la rueda y la tendencia de la misma a orientarse cuando el vehículo circula. Las fuerzas longitudinales experimentadas por el neumático generan un momento sobre el punto ya descrito, el cual afecta a las fuerzas y torques que se recibirán en el volante.

Se suelen imponer valores reducidos de *scrub radius*, únicamente con la finalidad de marcar una tendencia en la dirección de la rueda, sin desgastar en exceso los neumáticos. En la figura 4.5 se muestra representado.

**Valor para el caso del E79:** Una vez impuesto el ángulo *kingpin*, el *scrub radius* se definirá acercando más o menos el eje *kingpin* al centro

de la rueda. El empaquetamiento del sistema de frenos, así como las dimensiones de la llanta, permiten conseguir un valor de *scrub radius* de 13,38mm para el eje delantero, y +5mm para el eje trasero.

- *Spindle length*:

La *spindle length* es la distancia normal entre el eje *kingpin* y un eje paralelo al mismo, que contenga el punto medio del neumático. Éste parámetro viene completamente definido y restringido por el ángulo *kingpin* y el *scrub radius*, previamente definidos. En este caso, los valores positivos se dan cuando el eje *kingpin* se encuentra más cercano al centro del vehículo que el respectivo eje paralelo mencionado. La figura 4.5 también muestra gráficamente éste concepto.

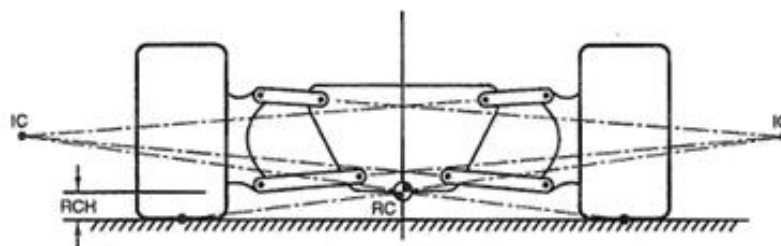
**Valor para el caso del E79:** Una vez impuestos el ángulo *kingpin* y el *scrub radius*, la *spindle length* adquiere los valores de +45,4mm en el eje delantero y +53,1mm en el trasero.

- Instant Center (Centro Instantáneo de rotación, IC):

Se define como la intersección de las normales a las trayectorias (o velocidades) de dos puntos cualesquiera de un sólido plano. En un movimiento infinitesimal, ocurre que este punto tiene velocidad nula, lo cual significa que el movimiento del sólido en cuestión gira o pivotea alrededor del IC definido en cada instante.

Aplicado a la dinámica de vehículos, el concepto *Instant Center* (vista frontal) hace referencia al punto de coincidencia entre la prolongación de los trapecios (u otros elementos substitutivos que definan el movimiento relativo de la rueda respecto al chasis) considerada desde la vista frontal, y representa el punto respecto al cual la rueda traza su trayectoria en cada instante. También existe el IC correspondiente a la vista lateral, el cual se define en la pág. 99.

Este parámetro (relativo a la vista frontal) tiene gran influencia sobre el ángulo *Camber* adquirido por el neumático durante el movimiento vertical de la rueda. En la figura 4.6 se muestra representado gráficamente el IC de la vista frontal (junto con el *Roll Center*, definido a continuación).



**Figura 4.6.** Representación esquemática de los Instant Center de la vista frontal, junto con el Roll Center (Milliken 1995)

- Roll Center (Centro de balanceo, RC):

La sociedad de ingenieros de automoción (SAE) lo define como el punto en el plano transversal vertical que incluya los dos centros de rueda (de uno de los ejes delantero o trasero) en el cual se pueden aplicar fuerzas laterales a la masa suspendida (este concepto se define en el grupo de conceptos básicos generales) sin generar balanceo alguno al vehículo.

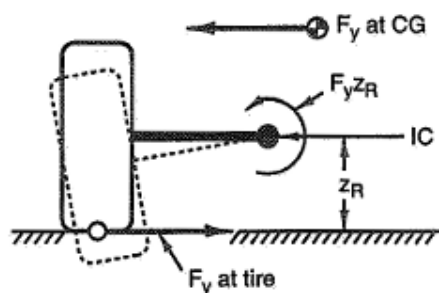
Se encuentra situado en la intersección entre las líneas imaginarias que unen los *Instant Center* con los puntos de contacto entre neumático y suelo, de las dos ruedas del eje (delantero o trasero) con el que se trabaja.

El *Roll* o balanceo generado viene determinado por el momento generado por la fuerza resultante aplicada al centro de gravedad del vehículo, sobre el *Roll Center*. Esto lleva a pensar que es deseable que la altura del *Roll Center* sea cercana a la del centro de gravedad (en la práctica es preferible tener cierto balanceo por temas de confort en la conducción, aunque no en exceso). Sin embargo, existe un fenómeno llamado *Jacking effect* (efecto levantamiento), el cual se describe más adelante, que incita a pensar lo contrario. Por esta razón suele tenerse que buscar cierto equilibrio entre ambas consecuencias (o implementar un sistema anti balanceo, como una barra estabilizadora). En la figura 4.6 se muestra representado gráficamente el *Roll Center*.

- Jacking effect (efecto levantamiento):

Se trata de un fenómeno que surge como resultado de las fuerzas laterales experimentadas por los neumáticos. Si el *Roll Center* se encuentra a coordenada Z distinta de cero (nivel del suelo), estas fuerzas generan un momento respecto al *Instant Center*, el cual se ve reflejado en forma de fuerzas verticales en los anclajes de los trapecios con el chasis. Así pues, la resultante de estas fuerzas laterales ocasiona un levantamiento (si el *Roll Center* se encuentra por encima del nivel del suelo) o hundimiento (si el *Roll Center* se encuentra por debajo del nivel del suelo) del cuerpo del vehículo, lo cual es totalmente indeseable y perjudicial para el correcto comportamiento dinámico del vehículo.

En la figura 4.7 se puede ver representado este efecto, junto con todas las fuerzas y elementos implicados.



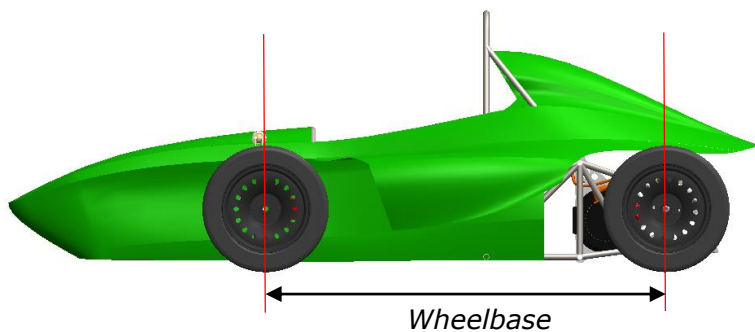
**Figura 4.7.** Representación de los elementos implicados con el Jacking effect (Milliken 1995)

### 4.3. Conceptos de la vista lateral

- *Wheelbase* (Batalla):

La batalla del vehículo es la distancia entre los centros de las huellas de contacto de los neumáticos con el suelo en los ejes delantero y trasero. Esta distancia se mide paralela al eje longitudinal del vehículo (eje X).

El efecto de la batalla es similar al de la vía (mencionado previamente). Es deseable una batalla elevada para favorecer la estabilidad longitudinal del monoplace, aunque la normativa y las dimensiones de la pista tienen gran influencia a la hora de imponer su valor. La figura 4.8 muestra gráficamente éste parámetro.



**Figura 4.8.** Representación de la wheelbase del E79

**Valor para el caso del E79:** La normativa exige que la batalla tenga un valor mínimo de 1525mm. Normalmente en monoplaces de *Formula Student* se tiende a intentar acercarse a este valor, estando restringidos por el empaquetamiento total del vehículo, y el tamaño del chasis. Para el caso del E79, la *wheelbase* adquiere un valor de 1600mm, el cual es aceptable de cara a la transferencia de masas longitudinal.

- Ángulo *caster* (ángulo de avance):

El ángulo *caster* es el formado por el eje *kingpin* y el eje vertical del vehículo (eje Z) considerado desde la vista lateral (plano XZ). Dicho ángulo adquiere carácter positivo cuando el punto inferior del eje *kingpin* se encuentra más adelante en el eje longitudinal del vehículo (valores menores e incluso negativos, en el eje X) que el punto superior del mismo.

Los valores de este ángulo afectan a las sensaciones y confort del piloto. Cuando la rueda gira por efecto del giro del volante, un ángulo *caster* elevado hace que la fuerza necesaria a realizar en el volante incremente (de una forma parecida a como lo hace al ángulo *kingpin*). Es por ello que el tacto y sensibilidad de la dirección del monoplace se ven influenciados en



gran medida por su valor. Además, afecta en gran medida a los valores de ángulo *camber* adquiridos a lo largo del recorrido de la dirección (al girar el volante). En la figura 4.5 se muestra representado gráficamente.

**Valor para el caso del E79:** El valor del ángulo *caster* se ha impuesto de  $5^\circ$ , a consecuencia del efecto que este tiene sobre la ganancia de ángulo *camber* (véase pág. 111). En el eje trasero se ha impuesto un ángulo *caster* nulo, por la falta de dirección en este eje.

- *Mechanical Trail:*

La *mechanical trail* es la distancia medida en el eje longitudinal del vehículo (eje X) entre el punto de intersección entre la prolongación del eje *kingpin* y el suelo, y el eje vertical del neumático (paralelo al eje Z en el sistema de coordenadas utilizado).

Este parámetro tiene una influencia similar al *scrub radius*, en el sentido de que influye en el torque generado en la rueda, en este caso con las fuerzas laterales experimentadas en la huella del neumático, lo cual influye en las sensaciones que el conductor recibirá. La figura 4.5 muestra gráficamente este parámetro.

## 4.4. Conceptos generales

- Centro de Gravedad (CdG):

Se trata del punto de aplicación de la resultante de todas las fuerzas de gravedad a las que un cuerpo está sometido, de tal forma que el momento respecto a cualquier punto de esta resultante aplicada en el centro de gravedad es el mismo que el producido por el conjunto de pesos que conforman el cuerpo.

Este punto se usará como punto de aplicación de algunas cargas externas a las que se someterá al vehículo. También su posición en el espacio (usualmente la altura del mismo) será usada para algunos cálculos.

**Valor para el caso del E79:** La localización del CdG del E79 se ha obtenido del estudio mostrado en el anexo B1. Éste se encuentra a 280mm del nivel del suelo (distancia sobre el eje Z), y a 810mm del eje delantero (distancia sobre el eje X). Sobre el eje Y, el valor de su posición es nulo.

- *Sprung mass* (Masa sostenida):

Es el resultado del sumatorio de las masas de todos los elementos que se consideran sostenidos por el sistema de suspensión del vehículo. En general, este grupo incluye la mayor parte de la masa total del vehículo (chasis, asiento, pedales, motor, baterías y, en general, todo aquello anclado al chasis y que no se incluya en el grupo de masa no sostenida. Los elementos

de este grupo no contribuyen a la inercia adquirida por la rueda cuando esta se mueve.

- *Unsprung mass* (Masa no suspendida):

Es el resultado del sumatorio de las masas de todos los elementos que no se consideran sostenidos por el sistema de suspensión. Los elementos incluidos en este grupo (como la llanta, el neumático, la mangueta o los trapecios), afectan a la inercia que la rueda adquiere al moverse. Cuanto más elevada sea esta masa más inercia puede adquirir la rueda, motivo por el cual es preferible minimizarla.

- *Roll Axis* (eje de balanceo):

Se trata del eje que une los Roll Center delantero y trasero. El roll axis es el eje respecto al que el vehículo se balancea cuando este experimenta fuerzas laterales o momentos respecto al eje mencionado.

# **CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE NEUMÁTICOS**

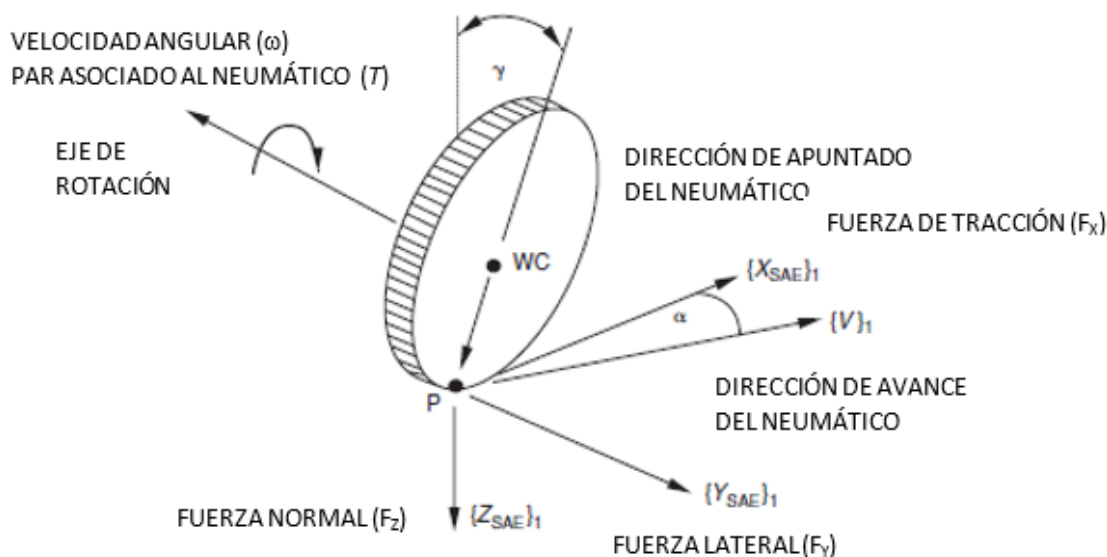
El buen rendimiento del manejo de un vehículo así como su respuesta direccional están influenciadas de gran modo por la fuerza mecánica y el momento generado aportado por el neumático. En la dinámica del vehículo, el modo en el que el vehículo acelera, frena y traza las curvas es controlado por las fuerzas generadas sobre cuatro pequeñas huellas de contacto. Estas pequeñas huellas de contacto son generadas directamente entre la superficie de la pista y la zona que está en contacto del neumático en un determinado momento.

A modo de idea general, el neumático es el encargado de generar la fuerza vertical que soporta la masa del coche, las fuerzas longitudinales necesarias para la generar tracción o fuerzas de frenada y finalmente las fuerzas laterales necesarias para hacer que el vehículo sea capaz de seguir una trayectoria curva. Además la distribución de presiones y tensiones generan a su vez momento locales que actúan en la huella de contacto.

Es por ello que, con el fin de caracterizar el comportamiento del neumático se realizan pruebas empíricas en dispositivos especialmente diseñados para ello, para así obtener fuerzas y momentos a distintos ángulos *camber*, ángulos *slip* y a diferentes cargas aplicadas sobre él.

## 5.1. Sistema de ejes SAE y huella de contacto

A continuación se muestra el sistema de ejes definidos por la norma SAE (1976) usados para la representación de las fuerzas y momentos en un neumático.



**Figura 5.1** Sistema de ejes SAE (Blundell 2004)

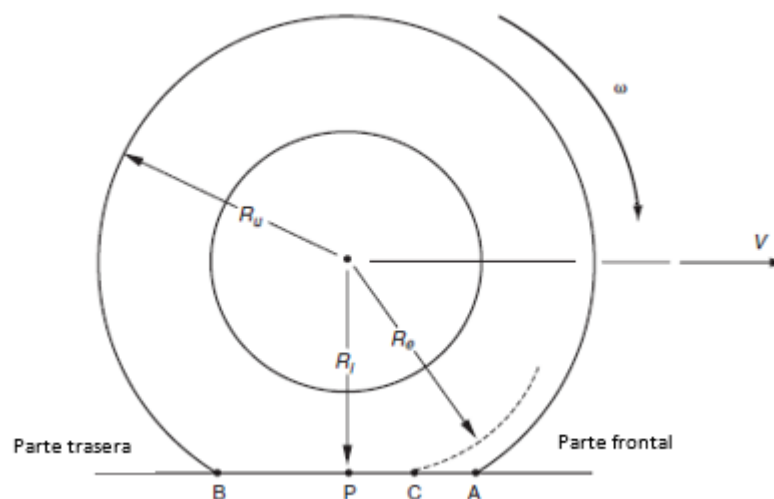
Además se definen los siguientes puntos y ángulos de interés:

- WC: *Wheel Center* o centro del neumático donde está situado el eje de rotación.
- P: Punto de aplicación de fuerzas en el parche de contacto.
- Ángulo  $\gamma$ : Ángulo asociado al desvío angular respecto al que apunta el neumático.
- Ángulo  $\alpha$ : Ángulo asociado al desvío angular respecto al punto de pivoteo (Eje Z).

### 5.1.1. Definición de radio del neumático

La definición del radio del neumático es importante para la formulación del ángulo *Slip* generado en la huella de contacto. Éste ángulo está referenciado al desvío del neumático respecto la dirección hacia la que apunta el avance de éste; más adelante se detallará exactamente porque se genera éste ángulo y que utilización tiene.

Normalmente se consideran tres tipos de radio: Radio sin carga ( $R_u$ ), Radio con carga ( $R_l$ ) y Radio efectivo ( $R_e$ ).



**Figura 5.2** Rotación de un neumático libre (Blundell 2004)

Para un disco rígido sin existencia de ningún tipo de deslizamiento la distancia recorrida en una revolución es de  $2\pi \cdot R_u$ . En realidad debido a la deflexión de la carcasa del neumático, la distancia que recorrerá al dar una vuelta será menor, por lo que es necesario tener en cuenta un Radio efectivo que nos permitirá tener en cuenta esa deflexión que se produce al rodar.

#### *5.1.2. Huella de contacto:*

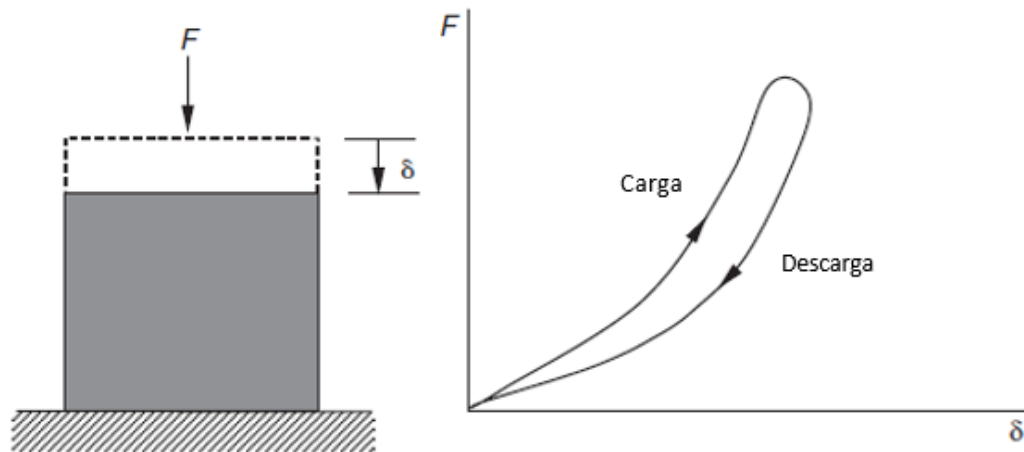
El principal concepto que viene directamente relacionado con la huella de contacto generada en el neumático es la fricción. Los conceptos principales a tener en cuenta para la fricción son:

- La fricción es una propiedad de dos superficies de contacto. No tiene sentido analizar la fricción como propiedad intrínseca de un material.
- La fuerza generada por la fricción es directamente proporcional a la fuerza normal aplicada. Éste factor de proporción se conoce como coeficiente de fricción.
- El coeficiente de fricción es independiente del área de contacto entre dos superficies.
- El coeficiente de fricción estático es mayor que el coeficiente de fricción dinámico. Es decir, la fricción generada para empezar a deslizar un objeto con otro es mayor, que la fricción instantánea entre dos objetos que se están deslizando.
- El coeficiente de fricción es totalmente independiente de la velocidad de desplazamiento.

Para los neumáticos esta fricción es generada entre el material constituyente del neumático y la superficie de la carretera. Básicamente se produce por dos mecanismos: la adhesión y la histéresis.

La adhesión es el resultado de las uniones moleculares generadas entre el material de la huella de contacto y la pista. En superficies secas por ejemplo, éste mecanismo genera una gran cantidad de fuerza de fricción.

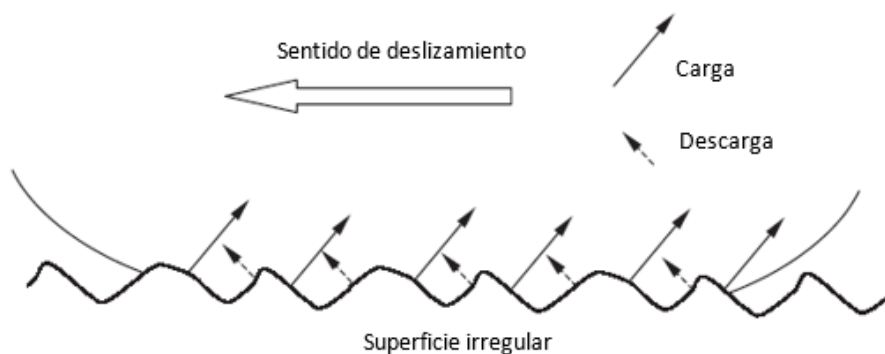
Para explicar el mecanismo de la histéresis del caucho se detalla la siguiente ilustración:



**Figura 5.3** Histéresis del proceso de carga y descarga del neumático (Blundell 2004)

Un bloque de caucho es cargado y descargado por una fuerza  $F$  y dado un desplazamiento  $\delta$ . Como se puede ver en la representación de la figura 5.4 la fuerza en el proceso de carga es mayor que en la fase de descarga.

Teniendo esto en cuenta, si consideramos el deslizamiento de un bloque de caucho (sin girar) sobre una superficie irregular podemos observar que este proceso de histéresis se produce constantemente mientras se produce el deslizamiento.



**Figura 5.4** Histéresis del proceso de carga y descarga del neumático (Blundell 2004)

Suponiendo esta idea sobre el neumático (se produce a pequeña escala pero en muchos puntos a la vez) la histéresis producida hace que la suma de todas estas fuerzas de carga en el neumático sea mayor que la suma de las fuerzas de descarga. Por ejemplo, este efecto produce una fuerza resultante opuesta al sentido de deslizamiento.

### *5.1.3. Distribución de presión en la huella de contacto del neumático*

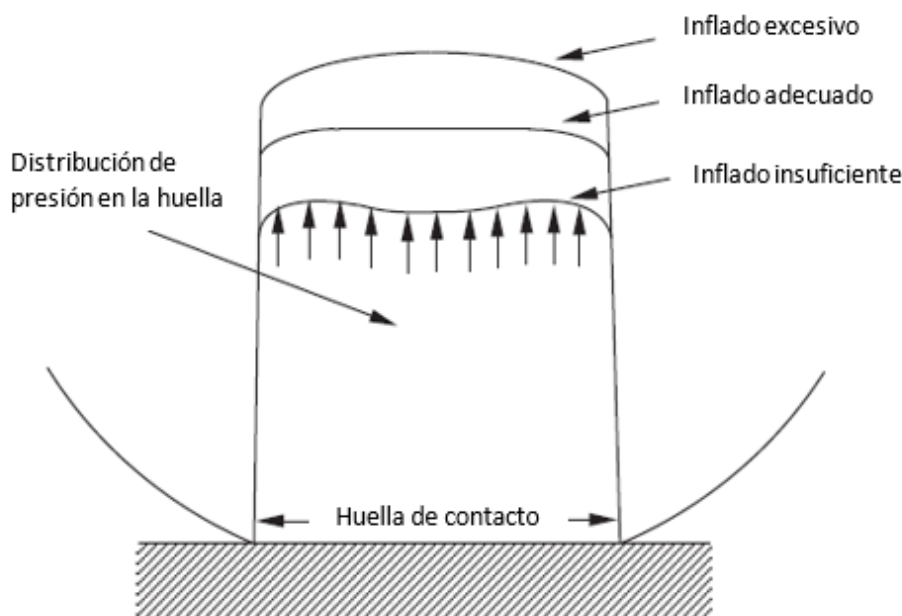
En este apartado analizaremos como se ven afectadas las fuerzas y momentos generados en la huella de contacto de un neumático en rotación. Para simplificar la caracterización nos fijaremos en tan sólo un elemento diferencial que se encuentra en un preciso momento en la huella de contacto. Éste elemento se verá sometido a una presión normal  $P$  y una Tensión Cortante  $\tau$  producida por la interacción con la superficie de la carretera.

Este elemento diferencial no se deslizará siempre y cuando se cumpla que  $\mu P$  siendo  $\mu$  el coeficiente de fricción.

La distribución de presión depende de la carga del neumático en ese preciso instante siendo ésta afectada por la condición en la que se encuentre el neumático: estacionario, rodando, siendo traccionado (en estado de aceleración) o frenado. Además esta distribución de presión no es uniforme a lo largo de la huella de contacto. Para simplificar la repercusión de la presión tan sólo nos centraremos en una sección de esta huella:

Como se puede apreciar en la figura 5.5, el inflado repercute directamente en la distribución de presión. Normalmente la presión crece y decrece en una pequeña región situada en las partes laterales del neumático donde poco después se estabiliza a un valor igual a la presión de inflado.

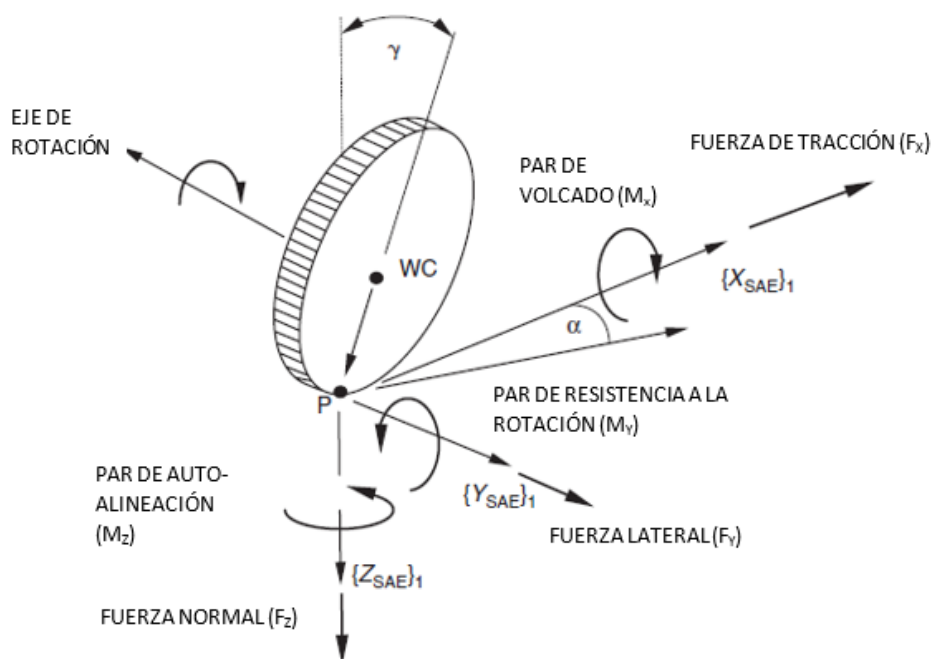
En un neumático con exceso de inflado se crea un área central donde la presión es mayor mientras que en un neumático con insuficiente presión el área central queda relevada con una presión menor. En apartados posteriores veremos como el hecho de que el neumático gire afecta a la presión en sentido longitudinal de éste.



**Figura 5.5.** Efecto de diferentes presiones de inflado (Blundell 2004)

## 5.2. Fuerzas y momentos del neumático

En la siguiente imagen se muestra la descomposición de fuerzas y momentos característicos generados en neumático utilizando el sistema de ejes SAE.



**Figura 5.6** Fuerzas y momentos en un neumático (Blundell 2004)

La fuerza de tracción  $F_x$  así como la fuerza lateral  $F_y$  dependen directamente de la magnitud de la fuerza normal  $F_z$ .

La fuerza de tracción depende además de la aplicación de un par de tracción o de frenada en el eje de rotación y de la resistencia a la rotación.

La fuerza lateral es dependiente también del ángulo de *slip* y del ángulo de caída o *camber*. Además para analizar esta fuerza se debe hacer juntamente con el par autoalineante o *Self-aligning moment* resultante del ángulo de *slip* y que surge debido a la distribución de tensiones dentro de la huella de contacto.

### 5.2.1. Cálculos para la fuerza normal (vertical)

El cálculo de la fuerza normal en el neumático es algo más sencillo comparado con el cálculo de la fuerza longitudinal y lateral. Con el fin de simplificar el razonamiento y cálculo (principalmente para el cálculo con ordenadores) del resto de conceptos que van relacionados con la fuerza normal, por convención se decidió que el valor positivo de esta fuerza fuera en sentido hacia el suelo (misma dirección que la gravedad). De esta manera se consigue que el valor de esta fuerza siempre sea positivo.



Normalmente se trata el neumático como un conjunto de muelle lineal (su rigidez es constante y no varía con el desplazamiento) y amortiguador. Por lo tanto el cálculo de la fuerza normal viene dado por:

$$F_z = F_{zk} + F_{zc} \quad (5.1)$$

$$F_{zk} = -K_z \delta_z \quad (5.2)$$

$$F_{zc} = -c_z V_z \quad (5.3)$$

Siendo:

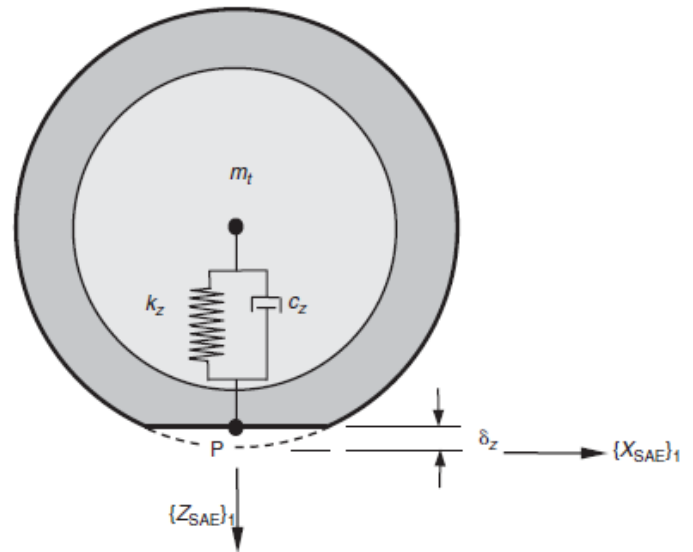
- $F_z$ : Fuerza normal
- $F_{zk}$ : Fuerza normal relacionada con el efecto de resorte.
- $F_{zc}$ : Fuerza normal relacionada con el efecto de amortiguación.

Además este amortiguamiento viene definido como:

$$c_z = 2.0 \zeta \sqrt{m_t k_z} \quad (5.4)$$

Siendo:

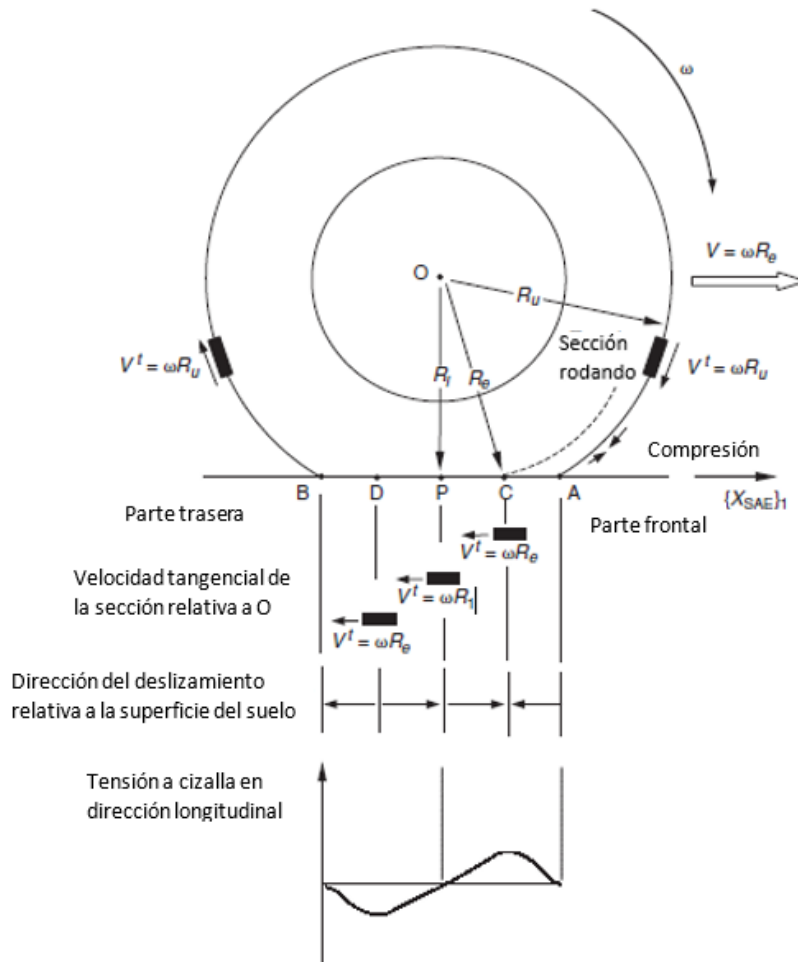
- $m_t$ : Masa del neumático.
- $k_z$ : Rigidez en sentido radial.
- $\zeta$ : Damping ratio (Proporción de amortiguación).
- $\delta_z$ : Desplazamiento en el eje Z.
- $V_z$ : Velocidad de desplazamiento en el eje Z.



**Figura 5.6** Asociación muelle-amortiguador del neumático (Blundell 2004)

### 5.2.2. Cálculos para la fuerza longitudinal con resistencia a la rotación.

En régimen normal, un neumático está sujeto a una combinación de fuerzas tractoras y de frenada mientras el vehículo avanza en línea recta. En este caso simplemente se estudia el neumático con ausencia total de ambas fuerzas y simplemente rodando libre. Se debe considerar que siempre se genera un deslizamiento (incluso en el caso de rotación libre). A continuación se puede apreciar cómo afecta ese deslizamiento en rotación libre:



**Figura 5.7** Descripción de la resistencia a la rotación (Blundell 2004)

Como se puede ver en la figura 5.7, el radio del neumático disminuye cuando entra en contacto con el suelo. Consideramos que el neumático se desplaza a una velocidad lineal que viene dada por:

$$V = \omega R_e \quad (5.5)$$

En cambio la sección de estudio, antes de entrar en contacto con el suelo, tendrá una velocidad tangencial:

$$V^t = \omega R_u \quad (5.6)$$

Mientras la sección se va aproximando a la huella de contacto, el radio sufre un decremento debido a la compresión del neumático, y éste a su vez repercute en disminuir la velocidad tangencial. Eso significa que cuando la sección se encuentra en la parte comprimida del neumático (antes de entrar en contacto con el suelo) su velocidad se verá ralentizada. Cuando la sección se encuentra dentro de la huella de contacto (punto A) se produce una diferencia de velocidades entre la parte que no está en contacto con el suelo y la parte que está en la huella de contacto (relativa al punto O).

Éste hecho es el que genera un deslizamiento del neumático en dirección longitudinal desde el punto A hasta el punto C. Una vez la sección se encuentra en el punto C, se consideraría que justo en ése momento el neumático tendría el radio efectivo ( $R_e$ ), por lo que se desplazaría a la misma velocidad general que la rueda en rotación libre, por lo que se produciría un deslizamiento teórico nulo.

En la parte central de la huella de contacto (Distancia entre punto C y D), el valor del radio sigue decreciendo de tal manera que se vuelve menor que  $R_e$  haciendo que el deslizamiento se invierta y sea desde el consentido del punto P hasta C.

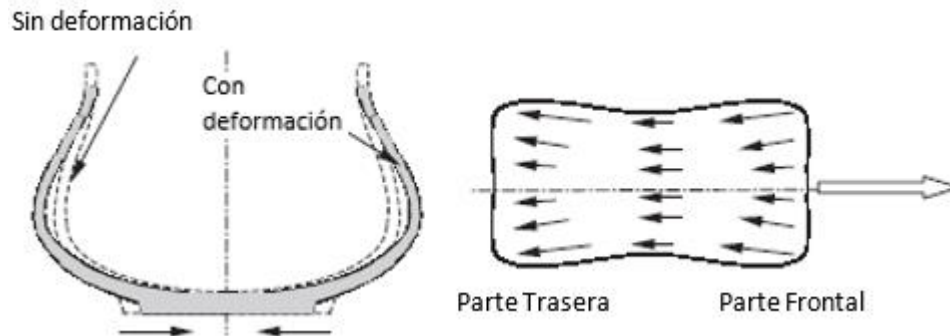
Cuando la sección se encuentra en el punto P el radio se reduce a un valor de  $R_1$ . En teoría en este punto se produce la velocidad tangencial menor pero estudios empíricos demuestran que, aun teniendo en cuenta la diferencia de radio, el deslizamiento de la sección es el mayor durante todo el recorrido de la sección de estudio en la huella de contacto por lo que su velocidad se ve incrementada con sentido hacia la parte frontal. Éste fenómeno se genera hasta llegar al punto D. Es por eso que en la figura 5.7, la velocidad tangencial en el punto P viene influenciado por este deslizamiento y no tan sólo por el radio con el neumático cargado ( $R_1$ ), por eso toma el valor de " $R_1$ ":

$$V^t = \omega R_1 \quad (5.7)$$

$$R_1 = f(\text{Radio}, \% \text{ deslizamiento})$$

Entre el punto D y B, el radio vuelve a crecer de modo que se incrementa hasta llegar a una valor mayor a  $R_e$  de modo que el deslizamiento vuelve a invertirse y se genera desde el punto D hacia B.

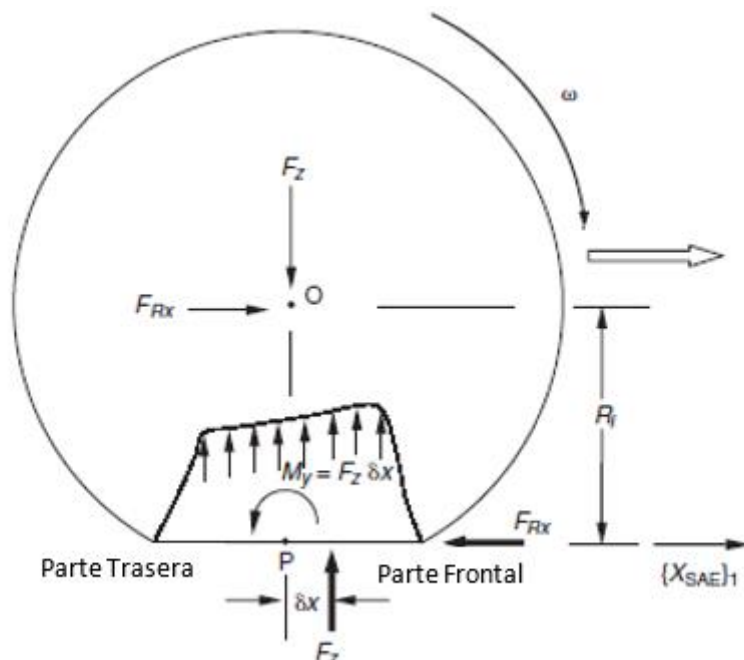
Finalmente, y a consecuencia de todos estos cambios de sentido de deslizamiento de la sección estudiada, el neumático se ve afectado por una tensión a cizalla con dirección longitudinal. Además en este estudio sólo se ha tenido en cuenta el neumático en un plano bidimensional, pero realmente también se generan deslizamientos laterales a lo largo del recorrido de la huella de contacto cuando el neumático rueda. Estos deslizamientos laterales inducen a la deformación de las paredes de éste y generan la forma retorcida central de la huella de contacto.



**Figura 5.8** Efecto de la deformación lateral en la dirección longitudinal (Blundell 2004)

Además se debe de tener en cuenta como la histéresis estudiada en el capítulo 5.1.2, y cómo genera una resistencia a la rotación del neumático. Como se pudo ver, la histéresis producida en un bloque de goma hace que la suma de todas estas fuerzas de carga en el neumático sea mayor que la suma de las fuerzas de descarga. Este efecto hace que finalmente se produzca una fuerza resultante opuesta al sentido de deslizamiento.

El efecto de la histéresis en el bloque de goma es exactamente análogo al que se produce al neumático al rodar: se produce un periodo de carga desde la entrada a la huella de contacto hasta el centro del neumático y uno de descarga desde el centro hasta la salida de la huella por la parte posterior. En la siguiente ilustración se puede apreciar el resultado de presión generada por este proceso de carga y descarga:



**Figura 5.9** Distribución de presión durante el proceso de carga y descarga (Blundell 2004)

La distribución de presión implica que la fuerza normal resultante queda desplazada respecto al centro del neumático una distancia  $\delta_x$ . Si tratamos al neumático y realizamos comprobamos las fuerzas y momentos como sólido libre:

$$\sum F = F_z - F_z = 0 \quad (5.7)$$

$$\sum M = F_z \delta_x - F_{Rx} R_l = 0 \quad (5.8)$$

Por lo que:

$$F_{Rx} = \frac{F_z \delta_x}{R_l} \quad (5.9)$$

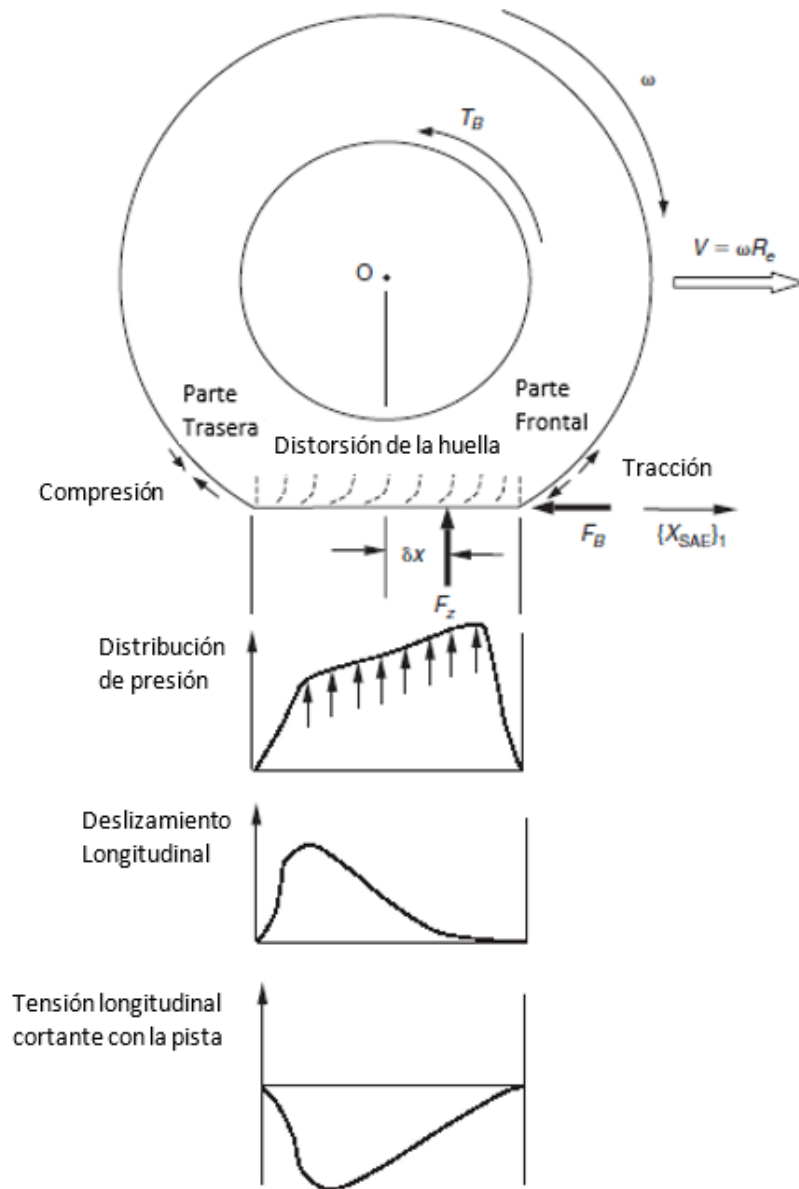
Esta fuerza  $F_{Rx}$  que se genera a consecuencia del desplazamiento de la fuerza normal es la que se conoce como fuerza de resistencia a la rotación.

### *5.2.3. Fuerza de frenada:*

Durante la frenada de un vehículo se activa el mecanismo del freno que crea una un par  $T_B$  contrario a la rotación de éste. Durante este proceso la zona situada en la huella del neumático comienza a tener un cierto deslizamiento relativo al suelo. Mientras que la velocidad angular de la rueda va decreciendo la fuerza de frenada en el neumático generada provoca el desplazamiento longitudinal de la huella de contacto de modo que se retrasa respecto al centro del neumático.

Para una frenada moderada (el neumático no bloquea su rotación) la zona de entrada a la huella de contacto se ve sometida a una tracción longitudinal por una distorsión creada hacia detrás (respecto al sentido de la marcha del neumático) por la acción de las fuerzas cortantes generadas con el suelo. En la parte posterior de la huella la presión empieza a descargarse por lo que se anula esta distorsión del neumático. En esta zona la velocidad tangencial de la huella aumenta de nuevo, por el crecimiento del radio de modo que la fuerza de fricción responsable de la frenada del neumático prácticamente se anula.

El proceso descrito y sus consecuencias en la distribución de presión, deslizamiento y tensiones de cizalla en el neumático se pueden observar en la siguiente ilustración:



**Figura 5.10** Descripción del efecto del frenado en el neumático (Blundell 2004)

Cabe resaltar que a diferencia de un neumático con rotación libre, la distribución de presión se ve desplazada hacia la parte frontal del neumático por lo que en consecuencia, finalmente la resultante de fuerza normal también se ve desplazada en el mismo sentido.

Para tener cuantificado ese deslizamiento longitudinal del neumático se define el *Slip Ratio* (SR), con lo que nos da una idea de a qué tipo de deslizamiento se ve sometido el neumático:

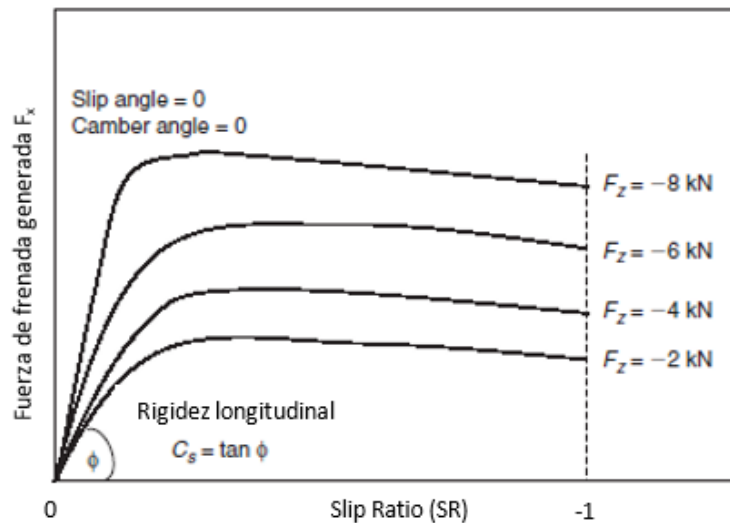
$$SR = \frac{\omega_B - \omega_0}{\omega_0} \quad (5.10)$$

Siendo:

- $\omega_0$ : Velocidad angular del neumático en rotación libre.
- $\omega_B$ : Velocidad angular del neumático en el proceso de frenada.

Los valores de referencia que se usan para caracterizar en qué estado se encuentra el neumático son:  $SR = 0$ , para un neumático en rotación libre, y  $SR = -1$  para un neumático totalmente bloqueado.

La siguiente gráfica muestra el comportamiento típico de un neumático estándar a diferentes cargas aplicadas:



**Figura 5.11** Evolución de la fuerza de frenada a diferentes cargas (Blundell 2004)

Analizando el gráfico se puede observar como varia la fuerza de frenada ( $F_x$ ) variando la fuerza normal aplicada sobre él ( $F_z$ ). Es apreciable que para las diferentes cargas el comportamiento sigue un mismo patrón: crece linealmente (aquí es donde se debe tener en cuenta la rigidez longitudinal del neumático  $C_s$ ), se relaja y llega hasta un pico situado entre -0,15 y -0,3 para el eje que muestra *Slip Ratio*. A partir de aquí la fuerza longitudinal decae.

Con todo esto se llega a la conclusión que es conveniente estar siempre dentro del rango donde se encuentra el pico en los cuatro neumáticos del vehículo para maximizar la fuerza de frenada del vehículo en general. Es totalmente indeseable llegar al bloqueo total de éste ya que la fuerza generada es inferior además de crear una inestabilidad direccional al vehículo.

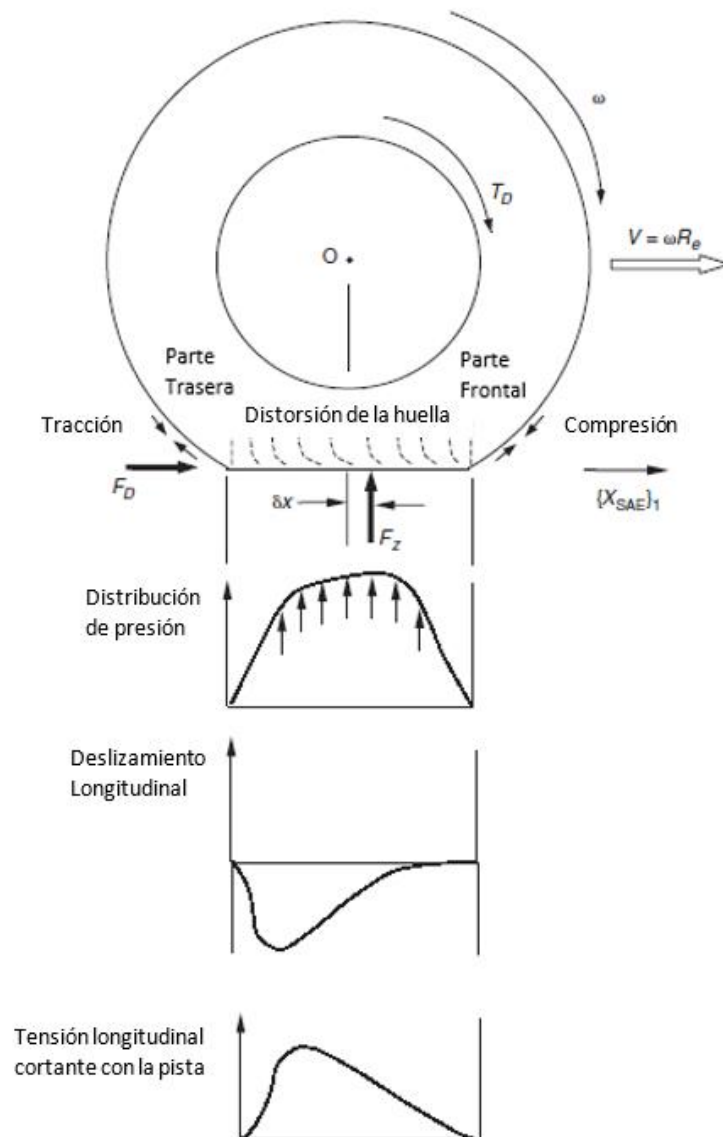
Además es importante tener en cuenta que todo este estudio no es únicamente dependiente del neumático. Existen otros factores como el estado del pavimento o la existencia de contaminación de la superficie (agua/hielo, aceite, etc.) que alteran los resultados.

#### 5.2.4. Fuerza tractora

En este caso, durante la aceleración de un vehículo, la transmisión transfiere un par tractor  $T_D$  al neumático que repercute en su rotación. A medida que la velocidad de rotación aumenta, se genera una fuerza longitudinal que mueve la huella de contacto hacia delante (respecto al centro de la rueda). Este hecho hace que se cree una compresión en la parte frontal, justo antes de entrar en la huella de contacto, y una tracción en la zona de salida.

Un efecto similar se produce al de la fuerza de frenada, pero en este caso se crea una distorsión en sentido opuesto a consecuencia de una tensión cortante longitudinal creada por el proceso de compresión/tracción anteriormente descrito.

El proceso viene definido por la siguiente ilustración:



**Figura 5.12** Descripción del efecto del traccionado en el neumático (Blundell 2004)



Como se puede apreciar, de nuevo la distribución de presión produce que la posición de la resultante de la fuerza normal propia del neumático  $F_z$ , ésta vez acercándola al centro del neumático.

Para cuantificar el deslizamiento que se produce al aplicarle par al neumático se utiliza de nuevo el Slip Ratio. En este caso:

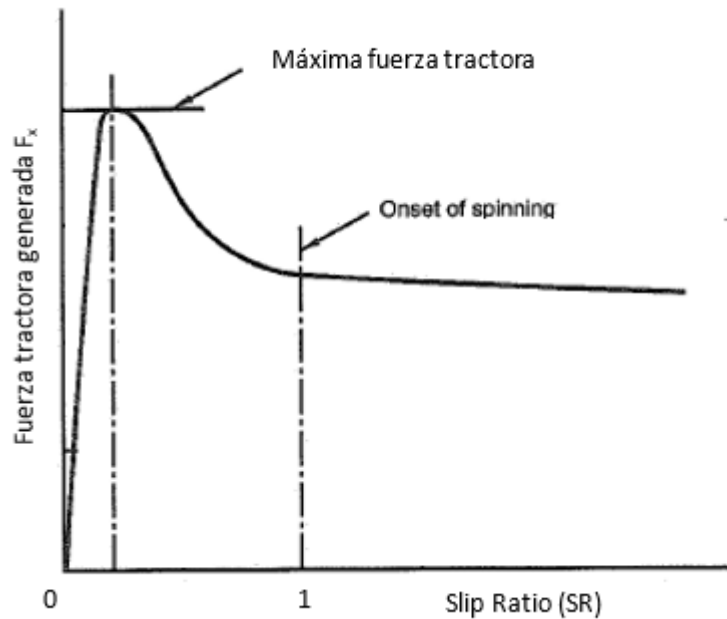
$$SR = \frac{\omega_D - \omega_0}{\omega_0} \quad (5.11)$$

Siendo:

- $\omega_0$ : Velocidad angular del neumático en rotación libre.
- $\omega_D$ : Velocidad angular del neumático al aplicarle par tractor.

Los valores de referencia que se pueden tener en cuenta, son de  $SR = 0$  para un neumático que se encuentra en rotación libre (no se le aplica ningún par tractor) y  $SR = 1$  que se conoce como *Onset of spinning* (o punto de comienzo de derrape) que se produce cuando la velocidad angular aplicada por el par es justamente el doble a la de rotación libre característica del neumático. A partir de aquí el valor de SR puede crecer siempre y cuando el par tractor sea capaz de generar la rotación.

En la siguiente ilustración se muestra la curva típica de un neumático estándar.



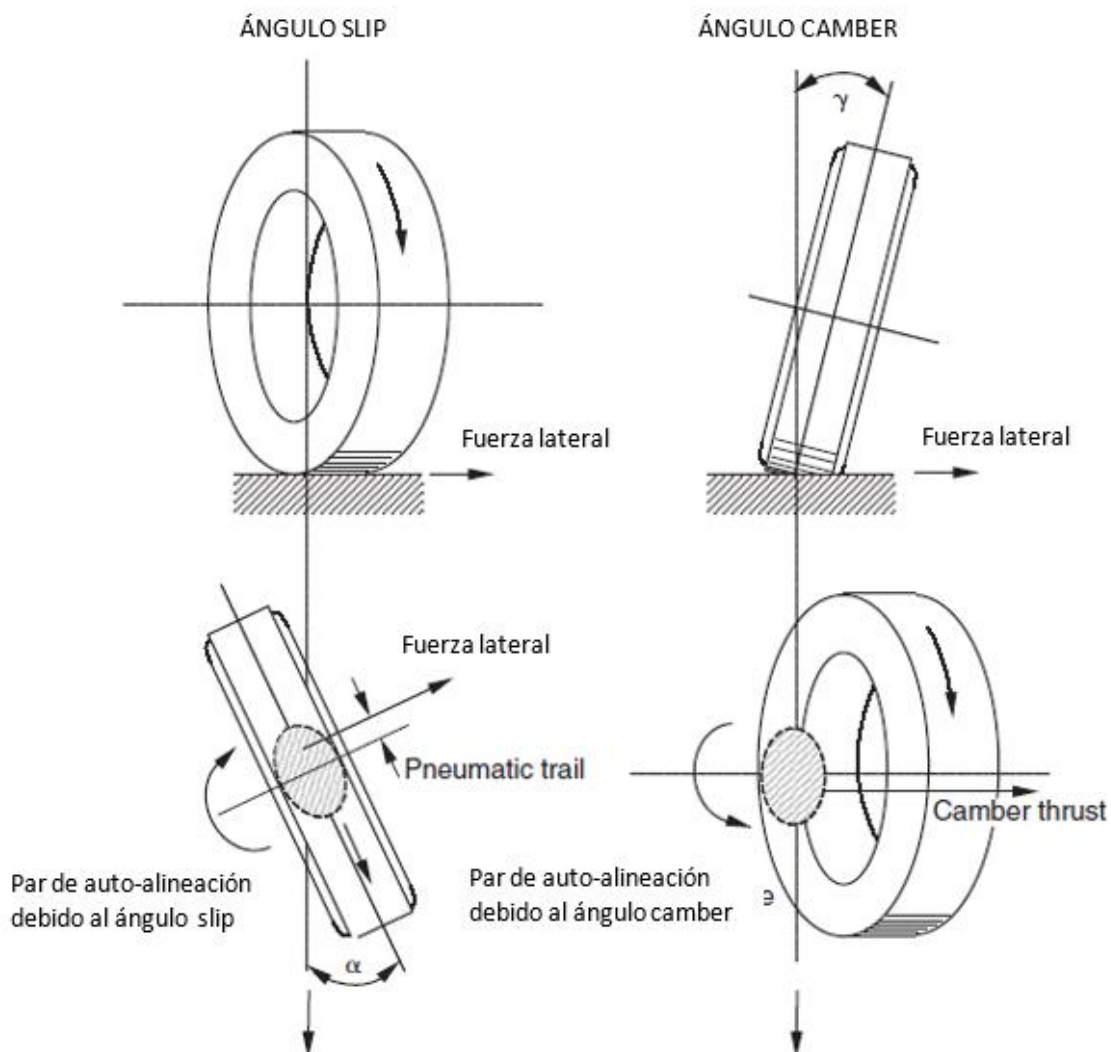
**Figura 5.13** Dependencia de la fuerza tractora con el SR (Blundell 2004)

En este caso los valores del rango donde se consigue normalmente el máximo valor de fuerza tractora es  $SR = 0,1$  y  $SR = 0,15$ .

### 5.2.5. Generación de Fuerza lateral y par de auto-alineación

En la siguiente figura se puede observar dos maneras distintas de generar fuerza lateral. Para un neumático en rotación con un ángulo *slip* determinado  $\alpha$  y con un ángulo *camber* de 0 la fuerza lateral es generada directamente por la tensión cortante en la huella de contacto producida con el suelo. Es importante resaltar que la fuerza resultante está situada posteriormente al centro de la rueda por lo que se crea una distancia de aplicación conocida como *pneumatic trail*. Esta fuerza lateral añadida con una distancia de aplicación crea un momento conocido como par de auto-alineación de la rueda. Este par de auto-alineación tiene bastante importancia ya que tiene un efecto estabilizador de centrado del neumático. Este aspecto es importante para el "feeling" que es transmitido al conductor a través del sistema de dirección.

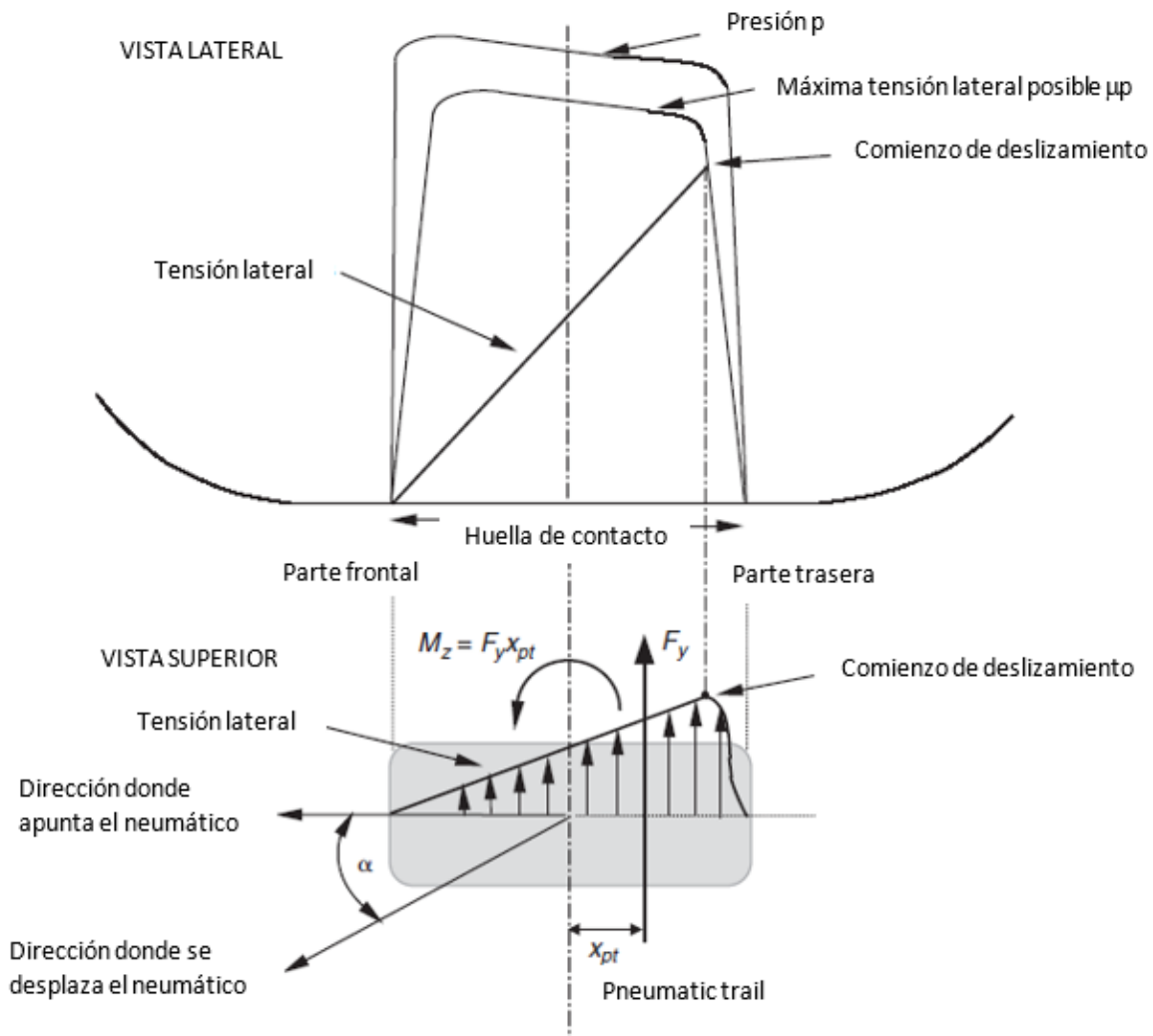
Del mismo modo, para un neumático en rotación con un ángulo *camber* determinado  $\gamma$ , con un ángulo *slip* de 0 se genera una fuerza lateral conocida como *camber thrust*. También su fuerza resultante está desplazada, pero en este caso hacia delante de modo que el momento es contrario al par de auto-alineación.



**Figura 5.14** Representación de tipos de generación de fuerza lateral (Blundell 2004)

### 5.2.6. Ángulo slip

El ángulo slip es el ángulo generado entre la dirección de rotación del neumático y la dirección hacia donde apunta mientras rota. Para un neumático en rotación libre el ángulo slip resulta en una fuerza paralela al eje de rotación y perpendicular a la dirección de rotación de éste. En la siguiente ilustración se puede apreciar como éste ángulo es generado y las fuerzas y momento relacionadas con él.



**Figura 5.15** Descripción de ángulo slip en plano XZ y XY (Blundell 2004)

En la vista lateral se puede apreciar la distribución de presión normal  $p$  del neumático. Esta presión está directamente relacionada con el límite de máxima de tensión lateral posible que puede generar el compuesto del neumático con la pista  $\mu P$ . Si la tensión lateral se encuentra por debajo de este valor, nos encontraríamos en el caso de que el neumático está trabajando en condiciones adecuadas y no se desliza, en cambio si este valor excede este límite el neumático empieza a deslizar y su funcionamiento empeora notablemente.

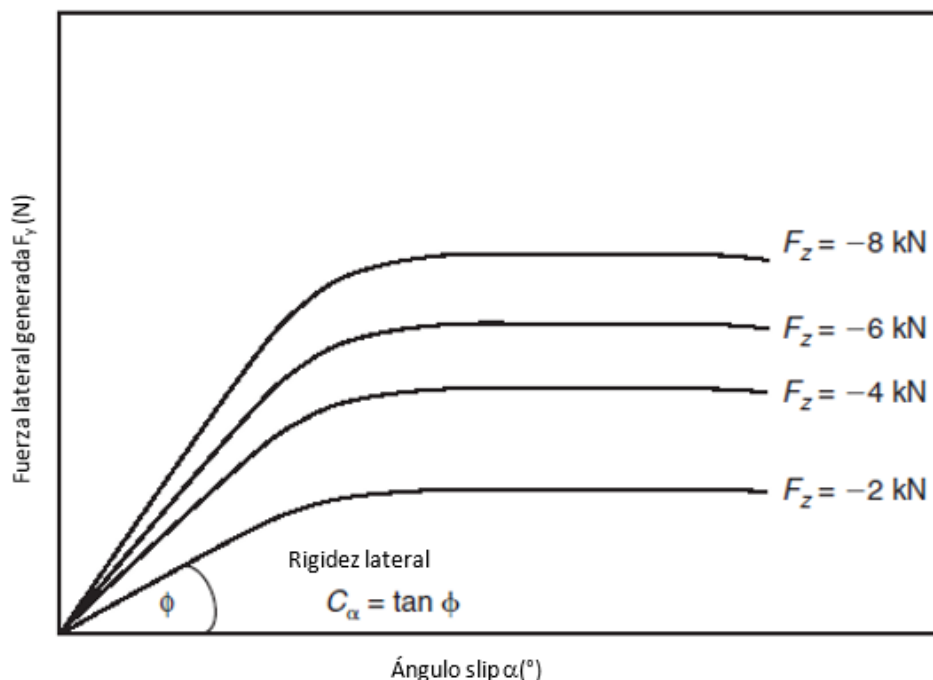
En la vista superior vemos cómo repercute la distribución de presión cuando se genera un ángulo slip  $\alpha$ . Una vez el neumático está girando y se ve perturbado por una dirección de avance distinta hacia donde realmente está enfocado con éste ángulo, se genera una tensión lateral perpendicular al eje de rotación, que crece según se va avanzando en la huella de contacto de forma prácticamente lineal. En

un punto cercano al final de la huella de contacto el valor excede la máxima tensión posible y se produce el deslizamiento anteriormente descrito.

Cabe resaltar que la fuerza lateral generada es directamente proporcional a la carga normal aplicada en el neumático por lo que toma la expresión de:

$$F_{y\max} = -\mu F_z \quad (5.12)$$

En la siguiente figura se representa la fuerza lateral generada a diferentes cargas. En este gráfico se puede observar la rigidez lateral del neumático y como se ve variada por la carga aplicada. Si la carga normal se incrementa el valor de la rigidez lateral también se incrementa de modo que esta relación es lineal.

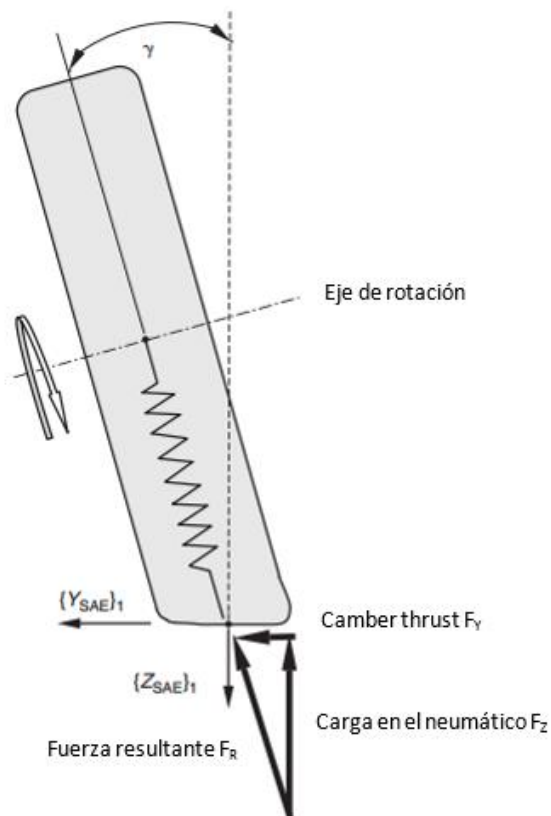


**Figura 5.16** Fuerza lateral generada al aumentar la carga y ángulo slip (Blundell 2004)

Además se debe de tener en cuenta que a medida que el ángulo slip es aumentado, la fuerza resultante  $F_y$  es desplazada hacia delante de modo que se reduce la distancia de aplicación o *pneumatic trail*. Este hecho es bastante importante ya que el par de auto-alineación  $M_z$  del neumático se verá reducido e incluso a valores muy altos de diferencia angular podría llegar a variar su sentido. En esta situación la zona donde empezaba a deslizarse el neumático mermando su correcto funcionamiento se desplaza hacia el centro del neumático, llegando a hacer que la distribución de tensión lateral también se desplace hacia delante y se aproxime al máximo que puede alcanzar. Esto genera una fuerza resultante  $F_y$  situada en la parte frontal por lo que el momento generado ya no será un par de auto-alineación sino todo lo contrario. En el siguiente gráfico se ilustra la relación entre el ángulo slip y el par de auto-alineación.

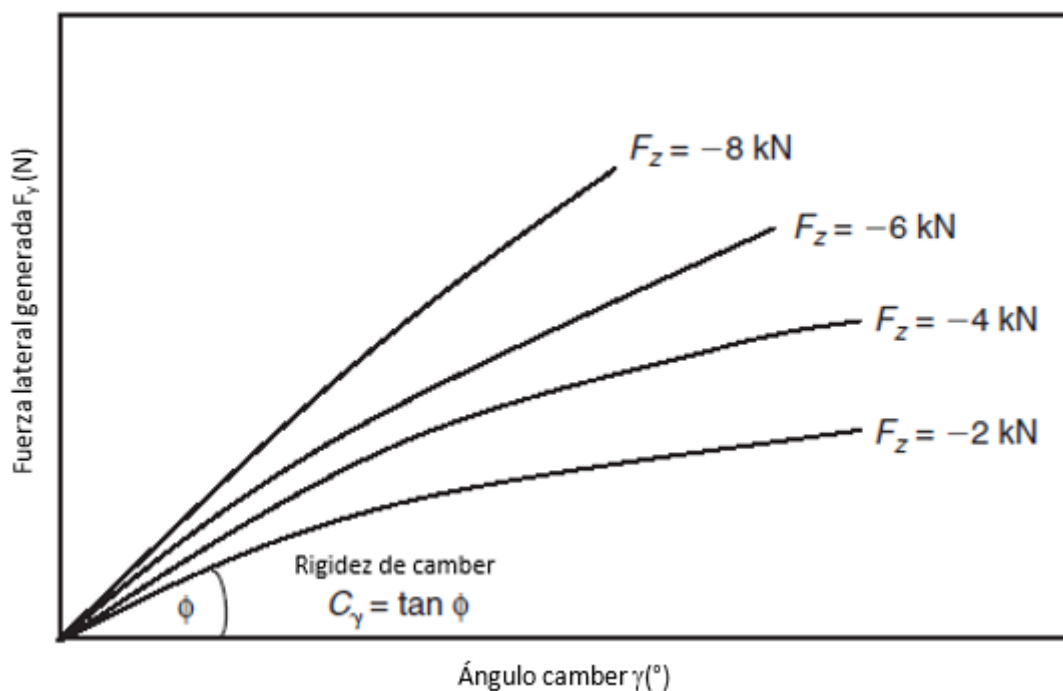
### *5.2.7. El efecto del ángulo camber*

La fuerza lateral que surge debido a la inclinación del neumático respecto al plano vertical es conocida como *camber thrust*. Si la rueda está inclinada un ángulo  $\gamma$ , la deflexión de la rueda al apoyarse en la superficie junto con la rigidez radial producirá una fuerza  $F_R$ . Esta fuerza al ser descompuesta en dos ejes genera una componente paralela al suelo. Se debe tener en cuenta que la fuerza lateral siempre va en el sentido hacia donde el neumático está inclinado.



**Figura 5.17** Fuerza lateral generada por ángulo camber (Blundell 2004)

A continuación, se puede observar cómo afecta un ángulo *camber* determinado  $\gamma$ , y como este efecto se ve repercutido al variar la carga aplicada en el neumático. Es importante tener en cuenta que el pendiente de la función sería la rigidez de *camber* característica de un neumático concreto a una carga determinada.

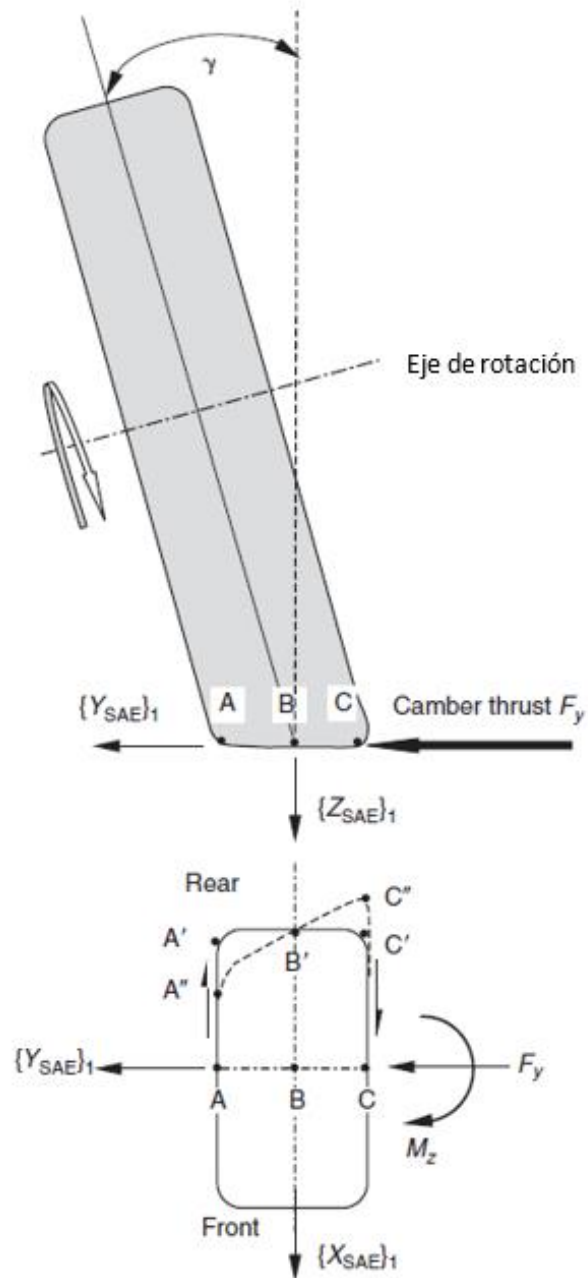


**Figura 5.18** Fuerza lateral generada por ángulo camber a diferentes cargas  
(Blundell 2004)

Al igual que la fuerza generada por el ángulo slip, esta fuerza tampoco tiene asociado un par auto-alineación. En la figura 5.19 (abajo) se muestra un neumático en rotación libre y con un ángulo slip nulo; en la figura 5.19 (arriba) se muestra el sentido de la fuerza con el neumático inclinado y en la figura de abajo representa la huella de contacto producida en ese momento.

Los puntos A, B y C justo antes de inclinar el neumático y darle un ángulo *camber*  $\gamma$  se encontrarían alineados. Si este neumático lo hacemos girar en rotación libre el punto B pasa a ser B' y se desplazaría a la parte trasera simplemente por rotación propia; ignoramos la existencia de tensión longitudinal. Debido al ángulo *camber*  $\gamma$  se, la rotación a los que se verán los puntos A y C serán distintos ya que tienen un radio de rotación distinto. Ignorado de nuevo la tensión longitudinal aportada por el material, se puede ver como el punto A tiene un radio menor por lo que su desplazamiento será menor (A'') y pasa totalmente lo contrario en el punto C (C'').

Si ahora tenemos en cuenta la tensión longitudinal, el neumático en rotación libre debería de estar en la posición A', B' y C' pero realmente se encuentra en los puntos A'', B'' y C''. Esta diferencia de posición genera una tensión longitudinal de tracción para la zona del punto A y una tensión de compresión en el punto C. Las tensiones longitudinales de sentido contrario a un lado y otro del neumático crean un par  $M_z$  de auto-alineación.

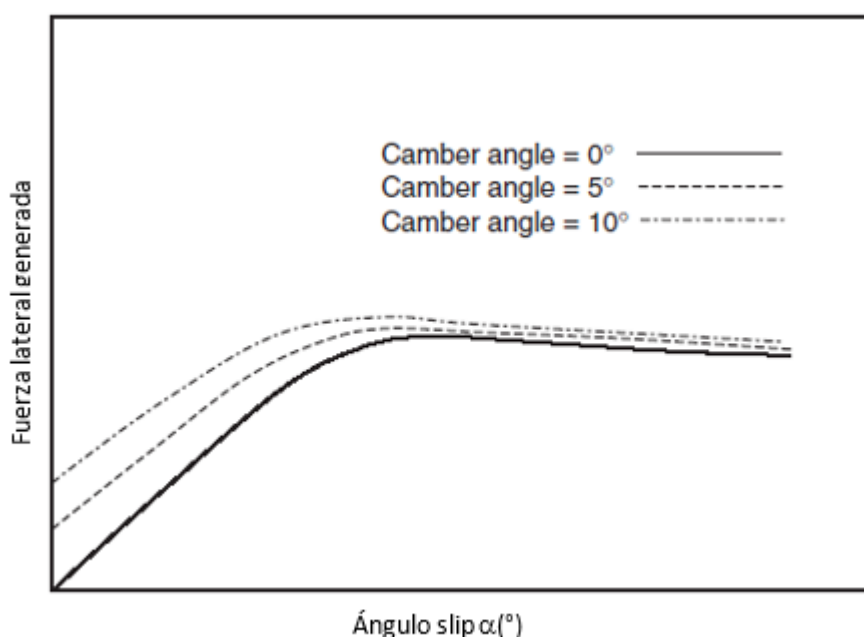


**Figura 5.19** Par de auto-alineación generado por ángulo camber (Blundell 2004)

### 5.2.8. Combinación de ángulo *camber* y ángulo *slip*

Hasta ahora se ha considerado el efecto de ángulo *camber* y el ángulo *slip* por separado. Normalmente en un vehículo la generación de fuerza lateral cuando toma una curva es debido al efecto de ambos ángulos combinados.

En la siguiente ilustración se puede observar como el efecto del ángulo *camber* favorece el incremento de fuerza lateral a un mismo ángulo *slip* dado. Este efecto es importante a la hora de elegir un ángulo *camber* estático que optimice el paso por curva a lo largo de una trayectoria curva.

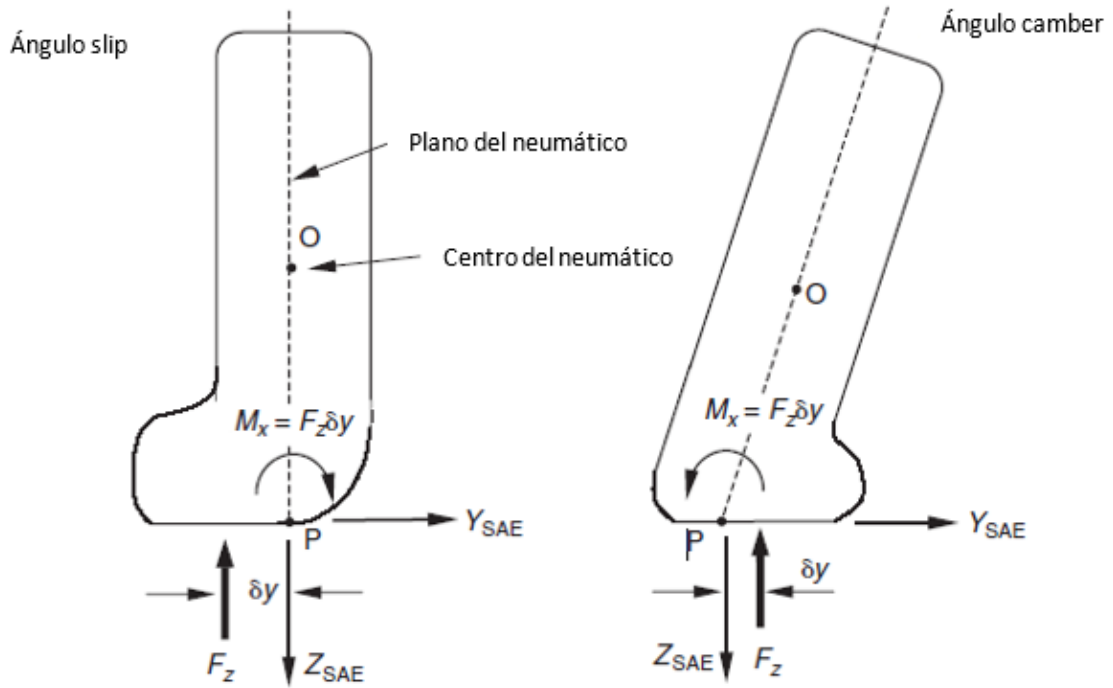


**Figura 5.20** Fuerza lateral generado a diferentes ángulos *camber* (Blundell 2004)

### 5.2.9. Overturning momento o Par de volcado:

Se han estudiado dos pares que se generan en la huella de contacto una vez el neumático está en rotación: el par resistente a la rotación y el par de auto-alineación del neumático. Finalmente consideraremos el último par que se genera y que está relacionado con la tendencia de "volcado" debido a la deformación del neumático. En la siguiente ilustración se puede observar cómo afecta este par en los casos con ángulo *slip* y ángulo *camber*:





**Figura 5.21** Generación de par de volcado (Blundell 2004)

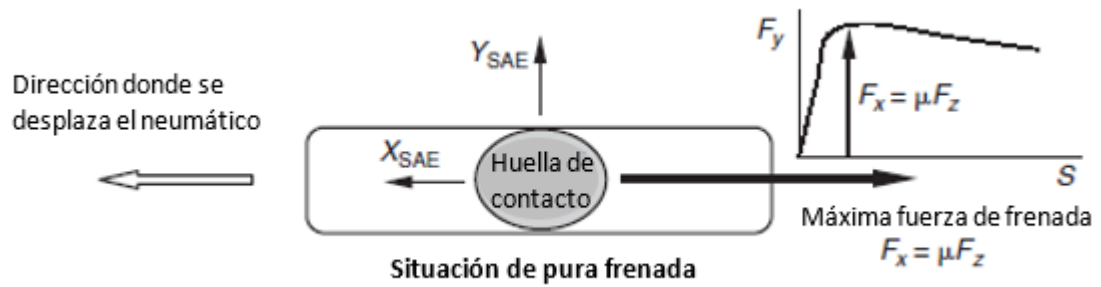
Como se puede observar en la imagen la fuerza normal resultante queda desplazada respecto al centro del neumático debido a la distorsión de las paredes laterales (en ambos casos). Esta distorsión provoca que la huella de contacto se deforme generando un área acorde a la zona del neumático apoyada sobre la pista una vez distorsionada. Esta diferencia de punto de aplicación de la fuerza normal y del plano central del neumático es la distancia que genera el par con tendencia a volcar al neumático. En ambos casos toma el valor de:

$$M_x = F_z \delta_y \quad (5.12)$$

#### 5.2.10. Combinación de fuerzas tractoras y laterales en curva

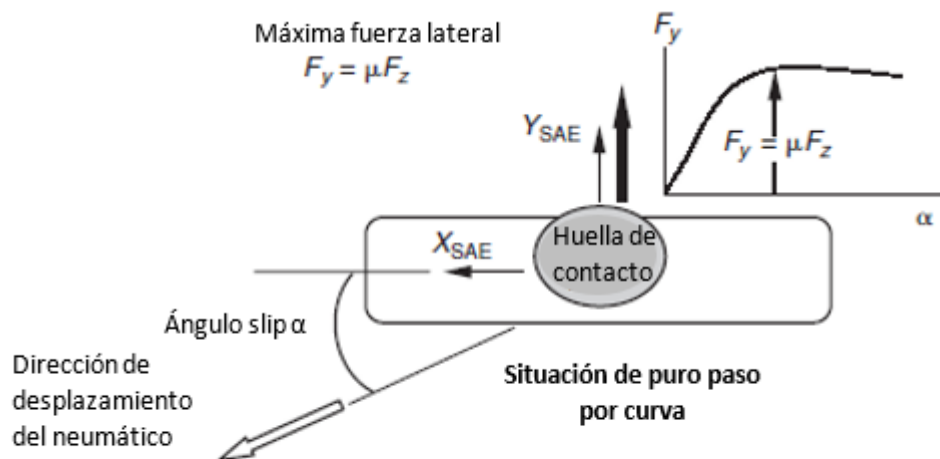
En apartados anteriores se han tratado las fuerzas de tracción y de frenada aisladas de la fuerza lateral. Este hecho se conoce como pura aceleración o frenada (en el caso de una aceleración/frenada) de un vehículo y puro paso por curva. En la realidad se aplican tanto las fuerzas longitudinales como las laterales simultáneamente. Por ejemplo un caso donde las fuerzas estarían combinadas, sería el de una entrada a una trayectoria curva: el vehículo estaría frenando y a su vez el neumático se vería orientado hacia una dirección no longitudinal generando una fuerza lateral.

El primero caso se trata de un caso de frenada pura donde la huella de contacto aplicaría la siguiente fuerza:



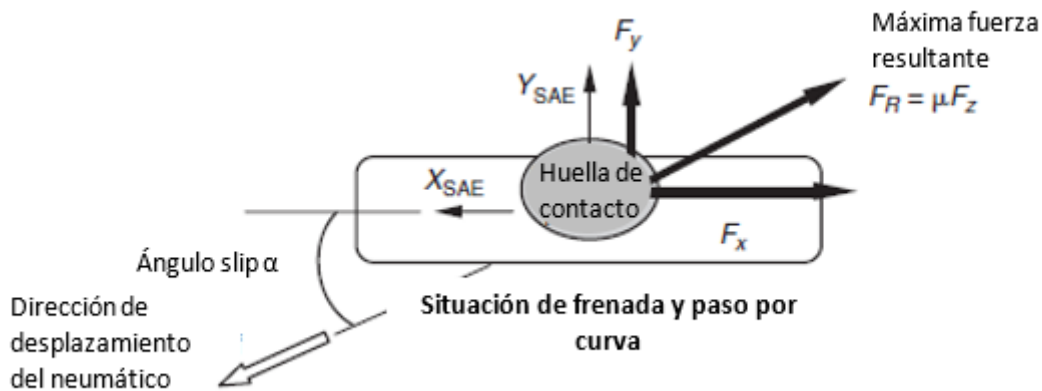
**Figura 5.22** Generación de máxima fuerza de frenada (Blundell 2004)

Para un neumático trabajando en el caso de puro paso por curva, la fuerza lateral máxima se generaría con un gran ángulo *slip* y con poco *pneumatic trail*:



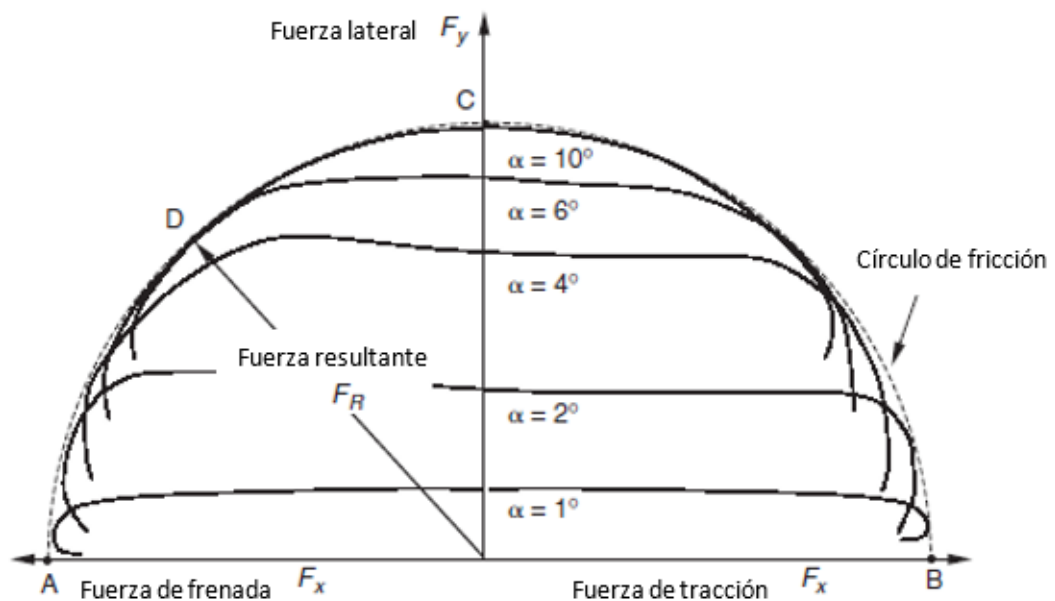
**Figura 5.23** Generación de máxima fuerza lateral (Blundell 2004)

En el siguiente caso se trata de un alto de ángulo *slip* aplicado con una fuerza adicional de frenada. En este caso la fuerza máxima resultante sigue siendo de  $\mu F_z$  pero en este caso, esta fuerza máxima queda repartida en una fuerza lateral  $F_y$  y una fuerza de frenada  $F_x$ . Como se puede observar la fuerza máxima generada ahora es menor para los dos casos, ya que son componentes de la fuerza resultante.



**Figura 5.24** Generación de máxima fuerza combinada (Blundell 2004)

Para simplificar y tener una idea de que fuerzas combinadas puede llegar a generar un neumático se utiliza el "círculo de fricción" o "elipse de fricción" donde se puede apreciar la variación de las fuerzas combinadas (tanto en tracción como en frenada) a diferentes ángulos slip.



**Figura 5.25** Círculo de fricción (Blundell 2004)

Algunos puntos de interés son:

A: Este punto sería la fuerza máxima de frenada generada con un ángulo slip de  $0^\circ$  ya que toda la fuerza está únicamente dedicada a esto.

B: Aquí ocurre una situación análoga al punto A, pero en este caso es en fuerza tractora con un ángulo slip de  $0^\circ$ .

C: En caso de que el neumático se encontrase en situación de puro paso por curva, éste punto es el que define la fuerza lateral máxima capaz de alcanzar con un ángulo slip máximo. Cabe recalcar que a valores de ángulos de deriva más altos,

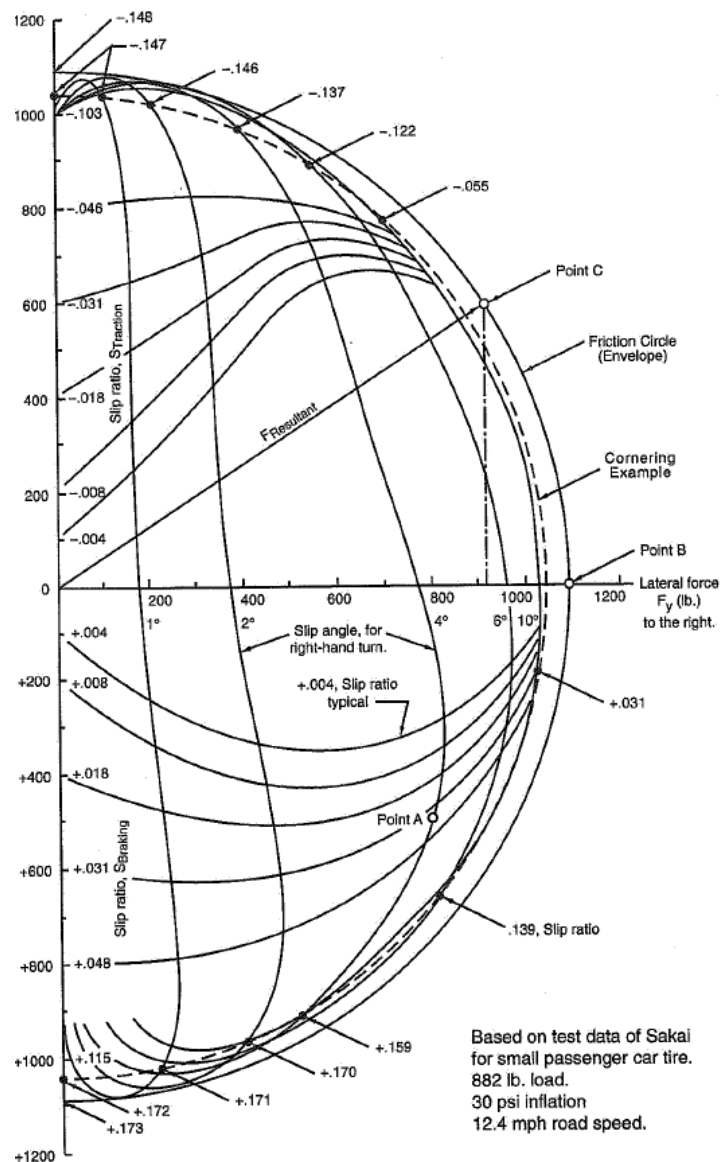
la fuerza lateral generada sería menor por lo que el punto en ese caso, estaría más cercano al centro.

D: Este punto representa al neumático trabajando en su límite aplicando fuerza de frenada y fuerza lateral al mismo tiempo. Como se puede ver ambas fuerzas son menores ya que como anteriormente se ha explicado, son las componentes de la fuerza resultante, es decir:

$$F_R = \sqrt{F_X^2 + F_Y^2} \quad (5.26)$$

También puede verse como las curvas dentro de la curva no son simétricas ya que el comportamiento del neumático con tracción o frenada con es distinto combinado con el ángulo slip. Este círculo de fricción caracteriza al neumático y ofrece una idea general de cuál es el rango donde puede trabajar.

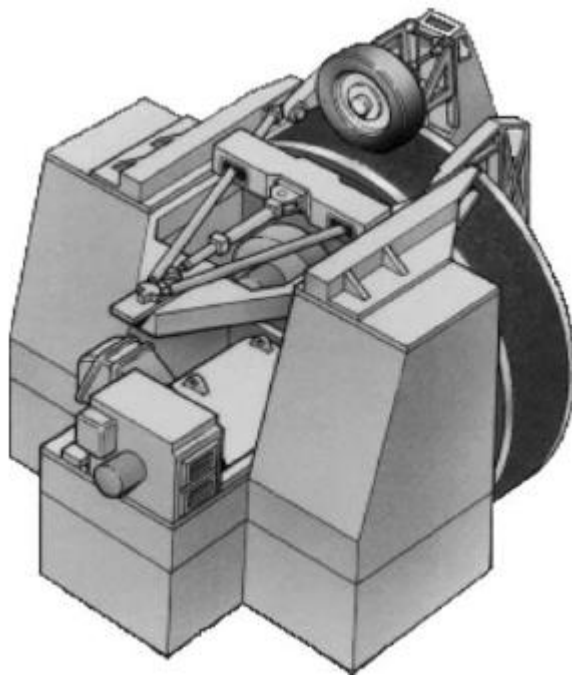
Existen círculos de fricción más elaborados donde además de graficar las fuerzas longitudinales y laterales también se añade el *slip ratio* longitudinal.



**Figura 5.26** Círculo de fricción con comparativas de SR (Blundell 2004)

### 5.3. Test de neumáticos

Es bastante común que para obtenerlos datos característicos del neumático, como puede ser su fuerza lateral máxima, su rigidez lateral y vertical, el slip ratio resultante del compuesto del neumático y muchos datos de interés más, se analice empíricamente en instalaciones preparadas para este tipo de ensayos. En la siguiente ilustración se muestra que tipo de dispositivo se utiliza:



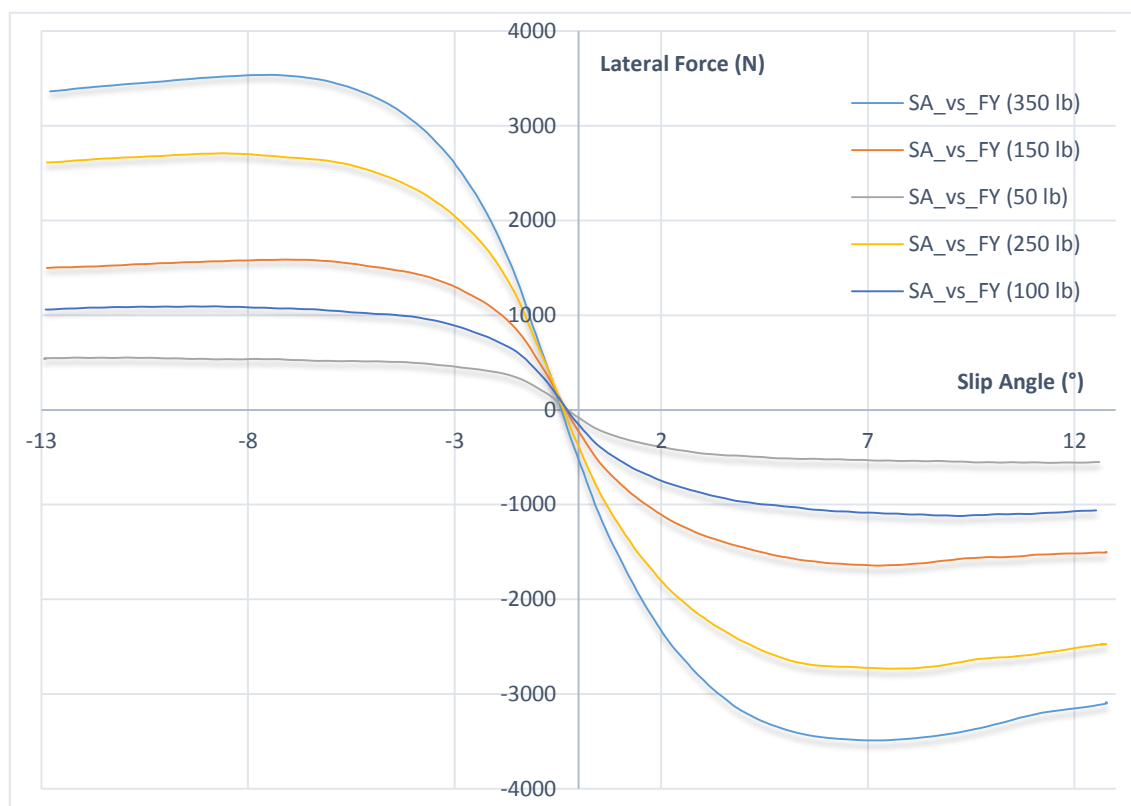
**Figura 5.27** Banco de ensayos de neumático (Blundell 2004)

En nuestro caso estos ensayos fueron realizados en la empresa "*Doug Milliken and Milliken Research Associates, Inc.*" en el año 2007. Cabe resaltar que estos datos pueden haber variado desde entonces ya que la fabricación del neumático puede haber sido modificada en algún aspecto. En nuestro caso, se ha utilizado como guía orientativa a la hora de hacerse una idea de cómo enlazarlo con la suspensión y aprender la manera de interactuar con él.

A continuación efectuamos los análisis de interés del neumático para poder extraer la información necesaria. El neumático ensayado es del patrocinador *HOOSIER* y tiene las medidas de 20,5 x 13 x 7.0 pulgadas (diámetro exterior x diámetro de la llanta x ancho de la banda de rotación). Con ello se extraerá la información necesaria para una vez intentar asociarla el neumático a la geometría de suspensión y que funcione en un régimen controlado optimizando su rendimiento.

Los gráficos serán los siguientes:

### 5.3.1. Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$



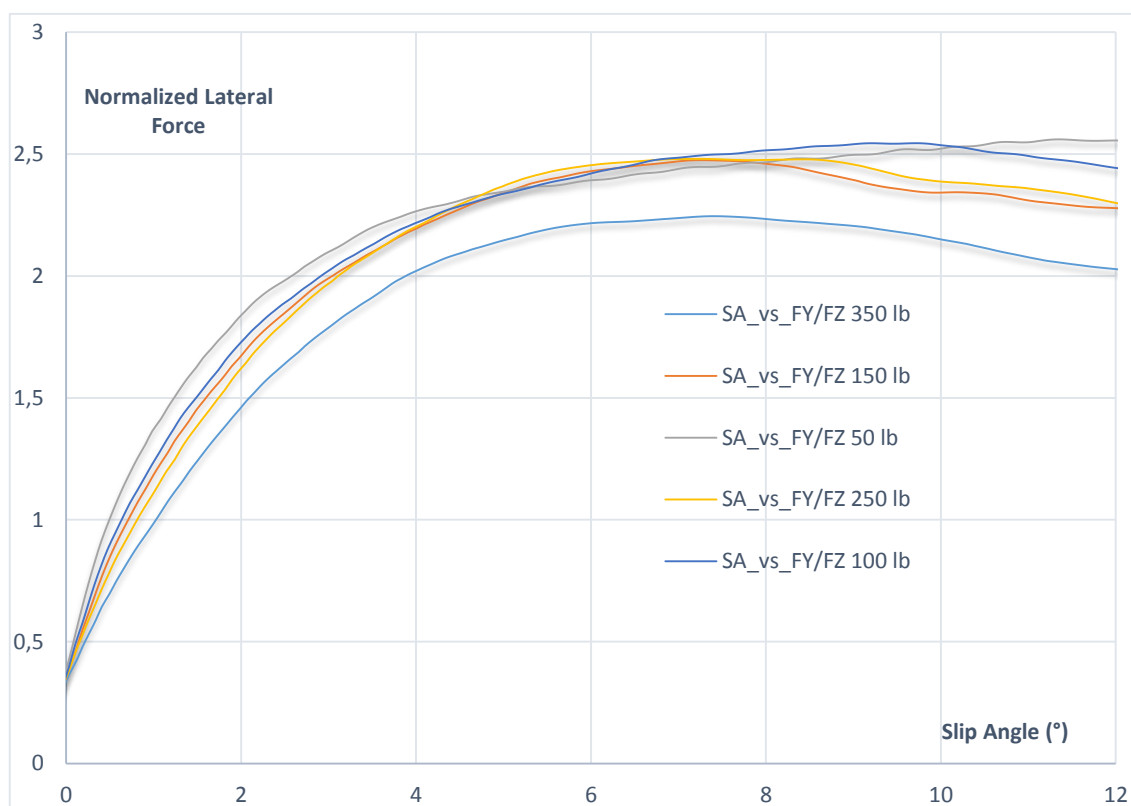
**Figura 5.28** Fuerza lateral FY vs ángulo slip  $\alpha$ .

A partir de esta gráfica se puede considerar que el rango lineal del neumático es a menos de  $3^\circ$  de ángulo slip y es simétrico (aproximadamente tiene el mismo rendimiento con ángulos slip positivos y negativos). Además vemos como la fuerza lateral generada ha ido variando según la carga que se le ha aplicado llegando a un máximo de aproximadamente 3500 N con 350 lb ( $\approx 159$  kg).

Por lo que se puede observar en el gráfico además el neumático tiene una tendencia a generar fuerza lateral hacia el interior; esto es debido al sentido en el que las capas interiores del neumático están dispuestas (conocido como “*plysteer*”) así como posibles desalineaciones a la hora de realizar el ensayo. Este dato tampoco es especialmente relevante para el dimensionado general de la suspensión del vehículo.

Finalmente también se aprecia como el funcionamiento del neumático una vez ha alcanzado el máximo rendimiento generado fuerza lateral no cae abruptamente, sino que tiene un pendiente progresivo y suave. Este tipo de neumáticos son fabricados casi exclusivamente para la competición de *Formula Student* por lo que los pilotos no serán profesionales. Haciendo un neumático con caída muy suave garantiza más facilidad de maniobrar aun cuando el neumático ha pasado su óptimo funcionamiento.

### 5.3.2. Sensibilidad a la carga (FY/FZ) vs ángulo slip $\alpha$ .



**Figura 5.29** Sensibilidad a la carga (FY/FZ) vs ángulo slip  $\alpha$ .

Es importante conocer qué proporción de fuerza lateral es generada respecto a la fuerza normal aplicada (carga del neumático). Por ello se redibuja la gráfica de fuerza lateral vs ángulo slip adimensionalizando la fuerza lateral generada.

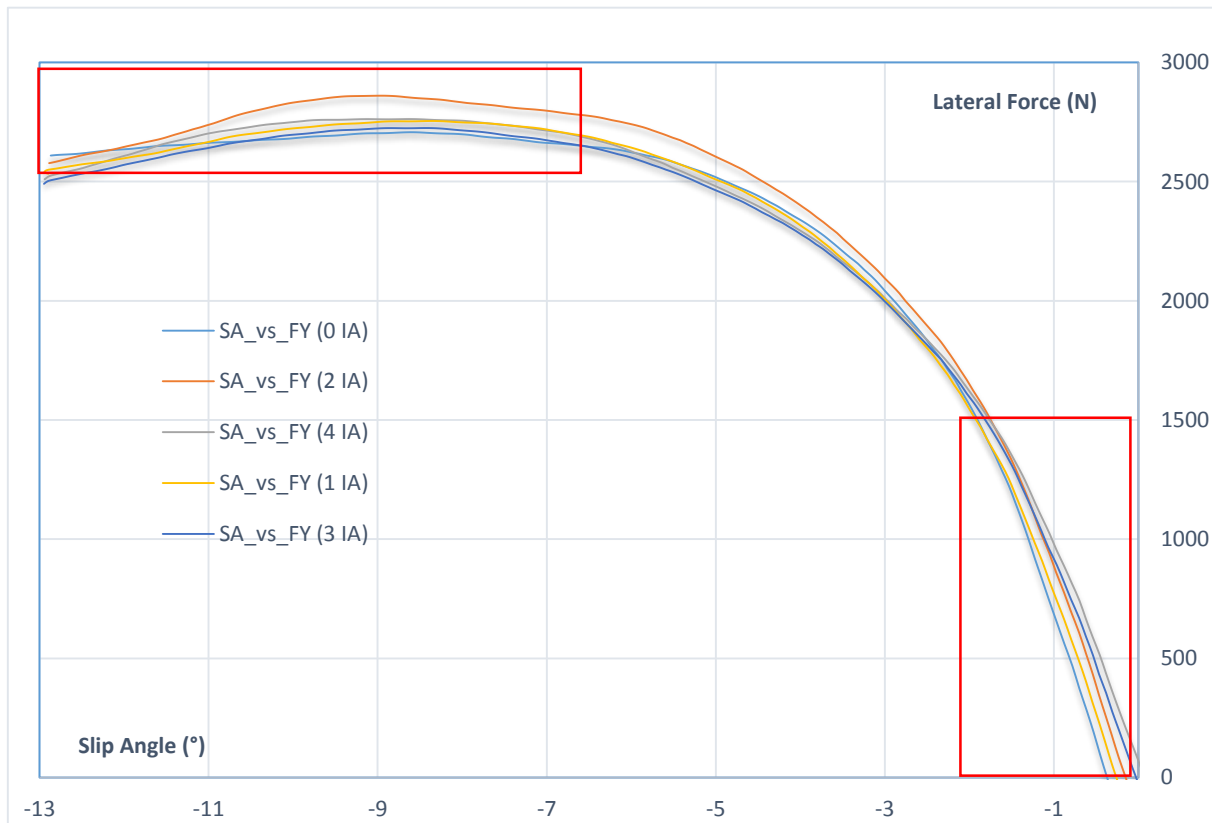
Es importante destacar que generando dicha proporción conocida como sensibilidad a la carga del neumático aumenta cuando la fuerza normal aplicada disminuye. El pendiente de estas gráficas es análogo al coeficiente de fricción producido por el compuesto propio de la goma con la pista, por lo que es importante tenerlo controlado para caracterizar que tipo de neumático se está usando. En nuestro caso, la pendiente mencionada es de aproximadamente  $1,25 \frac{F_y}{F_z} / \text{deg}$ .

Posteriormente se analizará la rigidez lateral para así poder asociarla directamente a un valor orientativo para una carga dada. Además para la suspensión es importante conocer la rigidez vertical del neumático o el efecto "muelle" que proporciona. En el caso de un neumático *Hoosier* de 20.5 x13.0 x7.0 se puede observar en la siguiente tabla:

**Tabla 5.1.** *Tabla de resultados de rigidez vertical*

Presión	Carga (kg)	Rigidez vertical (N/mm)
14 Psi (0.97 bar)	91	168
	136	189
	182	193
16 Psi (1.1 bar)	91	184
	136	214
	182	220

### 5.3.3. Fuerza lateral FY vs ángulo slip $\alpha$ con diferentes camber.

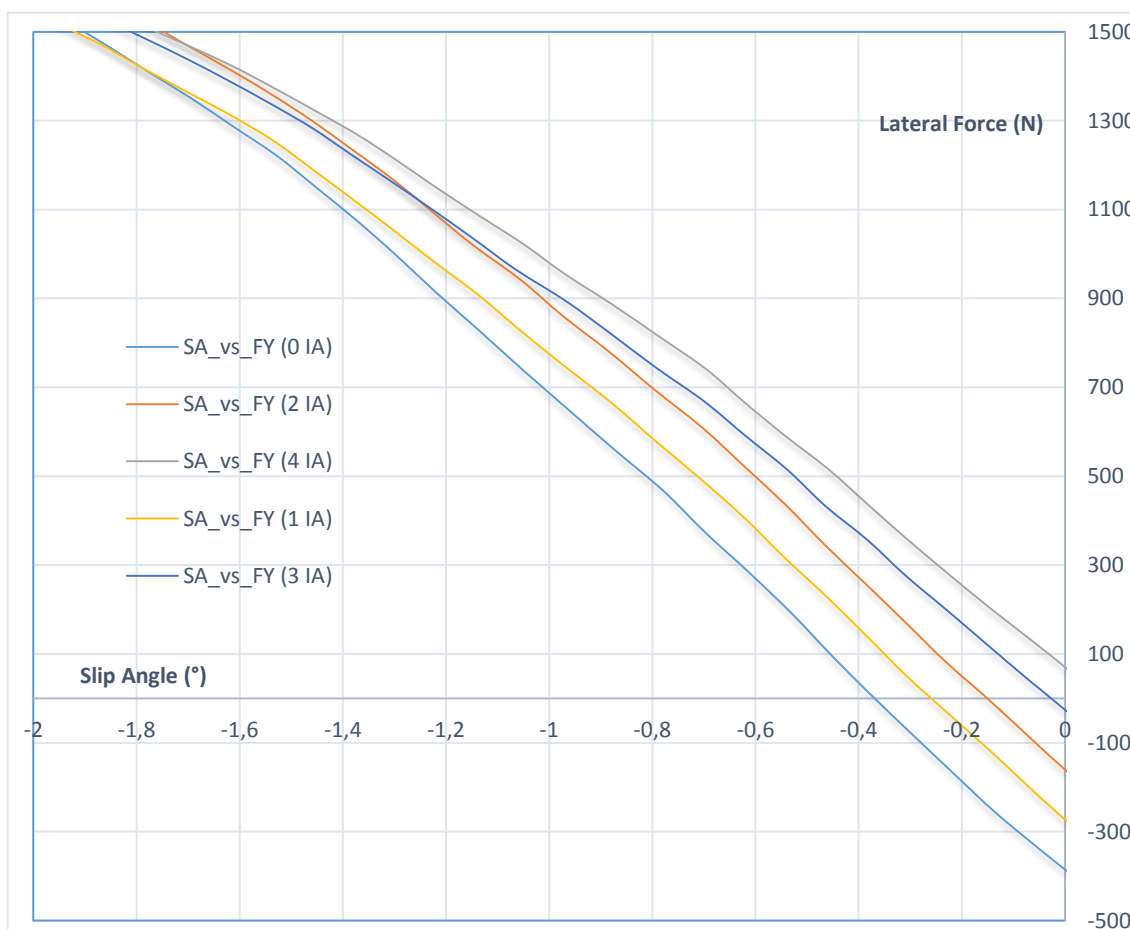


**Figura 5.30** *Fuerza lateral FY vs ángulo slip  $\alpha$  con diferentes ángulo camber.*



En la gráfica está representado el efecto del ángulo *camber* en el neumático y así definirlo en la posición estática del vehículo. El primer gráfico es una visión general del efecto *camber thrust* y de cómo este desplaza la línea de evolución de fuerza lateral a medida que se va distorsionando el neumático produciendo ángulo slip. Es importante resaltar que a altos ángulos *camber* la fuerza lateral generada se ve incrementado, pero también se ve altamente reducida la vida útil del neumático por lo que valores excesivos no son recomendables.

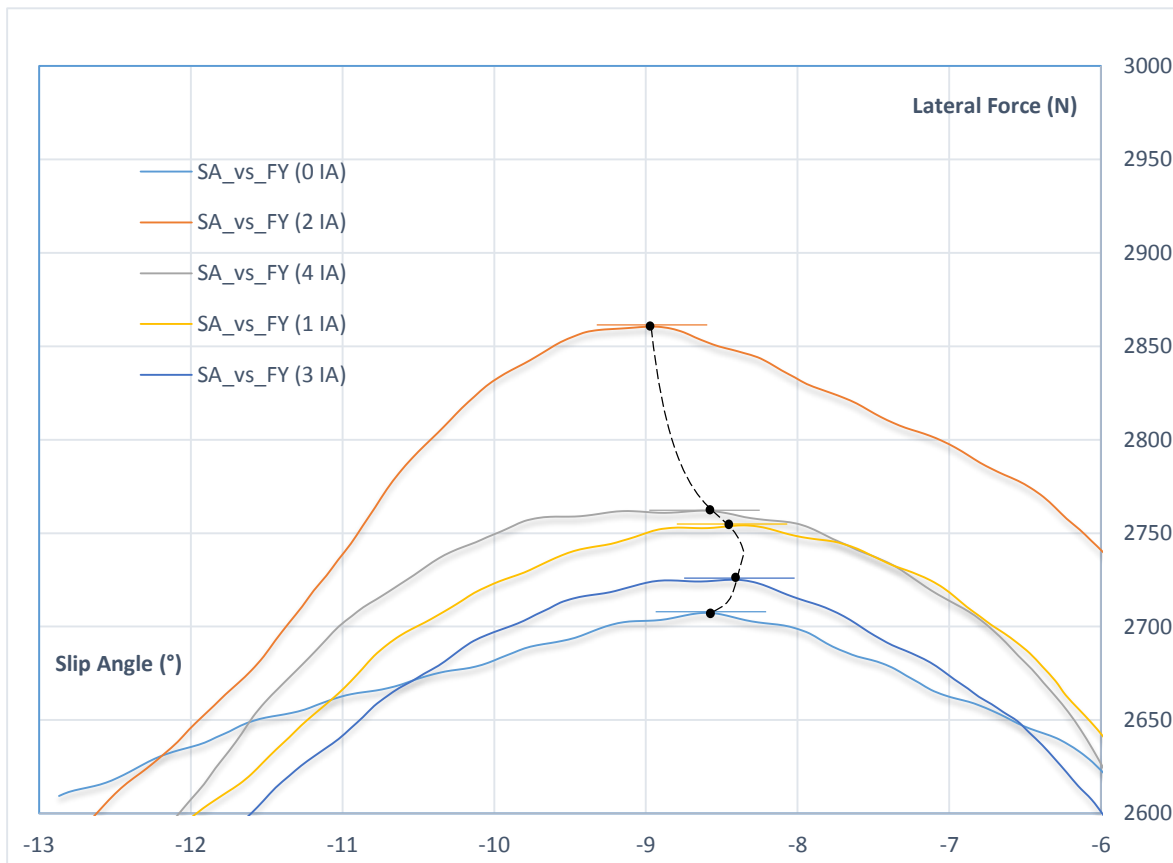
En el segundo gráfico se compara en el rango lineal de trabajo diferentes ángulos *camber* y como el *camber thrust* es muy importante para bajos ángulos de slip. En el rango entre 0° y -2° se aprecia como el incremento o decremento de 1° llega a generar alrededor 100 N de diferencia justo cuando se empieza a generar ángulo *slip*. Este efecto simplemente desplaza la curva de fuerza lateral con un patrón semejante al paralelismo dependiendo de si el ángulo *camber* es positivo o negativo. Es importante resaltar que los valores graficados son absolutos, y únicamente se hicieron los ensayos dando valores de ángulo *camber* negativos y favorecer la generación de fuerza lateral. Es decir, 1° de *Inclination Angle* es equivalente a -1° de ángulo *camber*, 2° de *Inclination Angle* es equivalente a -2° de ángulo *camber*. Los valores positivos de ángulo *camber* fueron descartados en el test.



**Figura 5.31** Fuerza lateral FY vs ángulo slip a con diferentes ángulo camber (bajos ángulos slip).

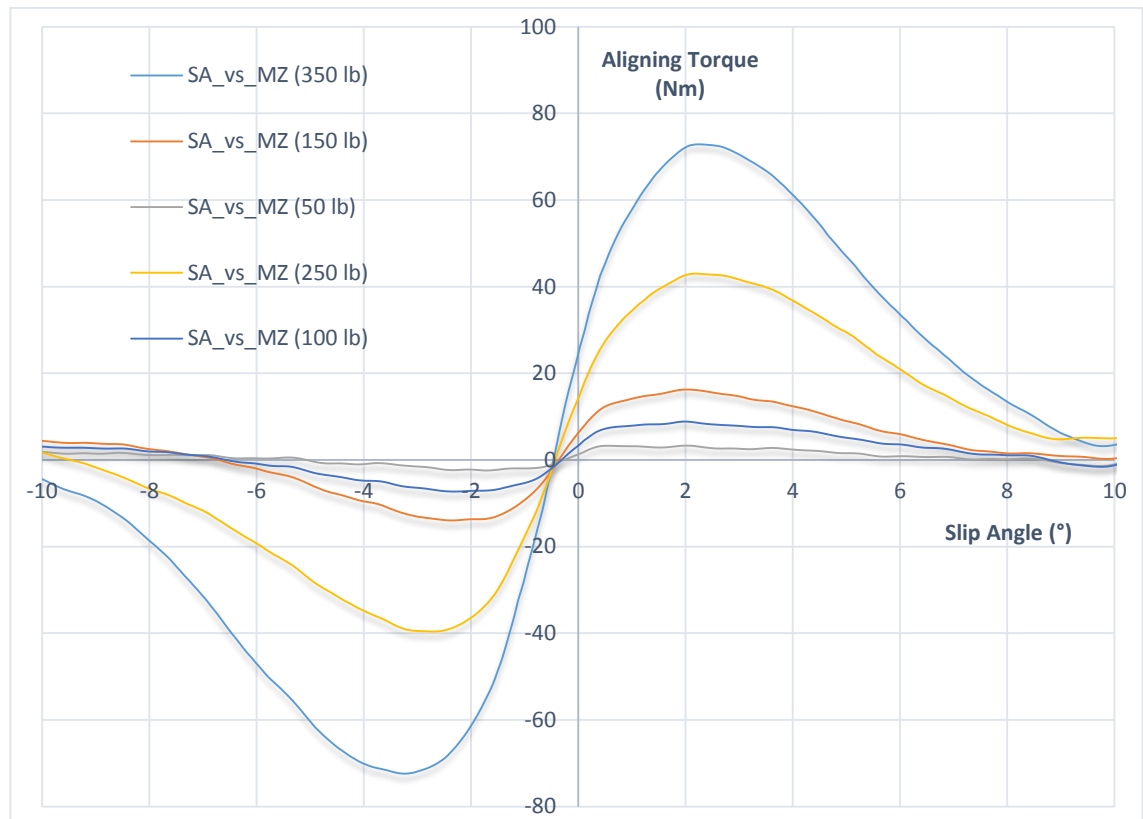
Finalmente, en el último gráfico se puede ver el valor máximo de fuerza lateral posible a generar con una carga de 250 lb ( $\approx 113$  kg). Este valor de carga se ha utilizado como referencia para realizar el estudio ya que supondría la carga que vería el neumático más cargado en un paso por curva de menos de 1G. Claramente se puede ver la línea de máximos y curiosamente la curva que genera más fuerza lateral ( $\approx 2950$  N) es la de 2ª de *Inclination Angle*.

Por ello el valor elegido de ángulo *camber* es de  $2^\circ$  ( $-1,5^\circ$  en posición estática) ya que supone el máximo ángulo para generar fuerza lateral y además no supondría un gran desgaste para el compuesto del neumático. Otros aspectos relacionados con el *camber* a tener en cuenta son el *camber change rate* (véase Tasa de variación de *camber*, pág. 94) y el rango de trabajo donde estará trabajando.

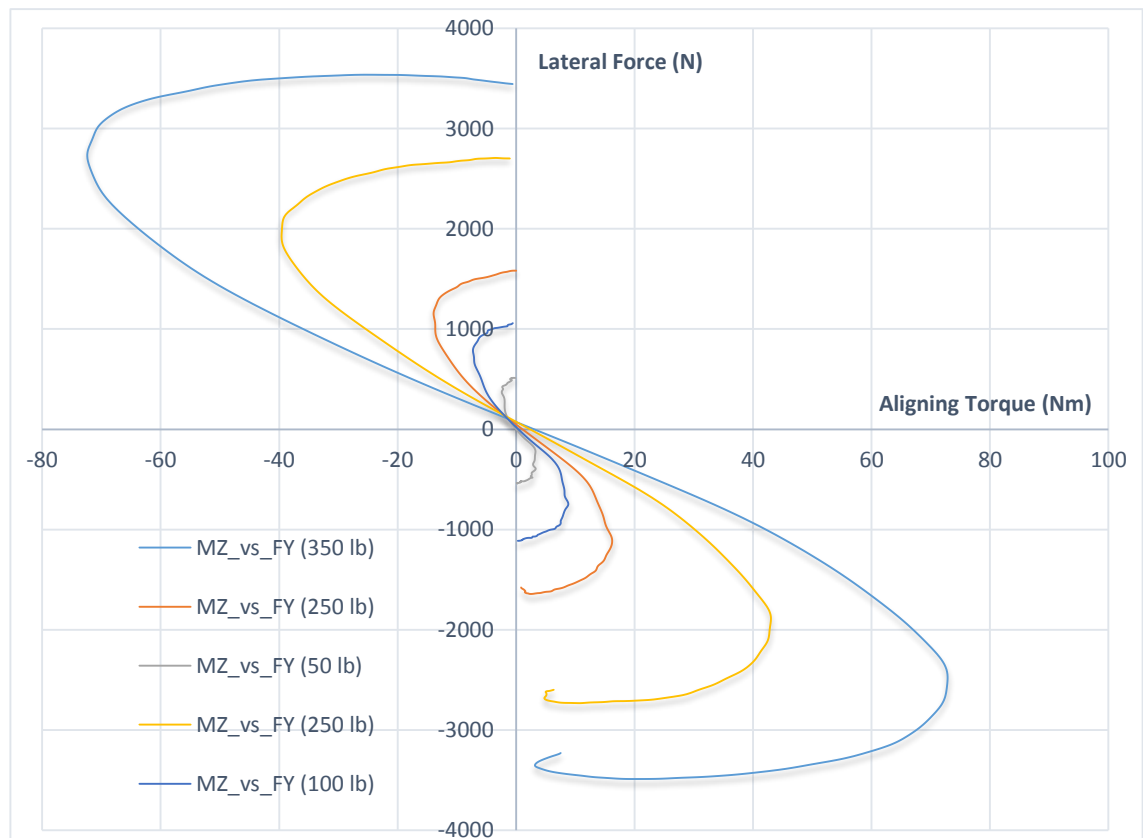


**Figura 5.32** Fuerza lateral FY vs ángulo slip a con diferentes ángulo camber (altos ángulos slip).

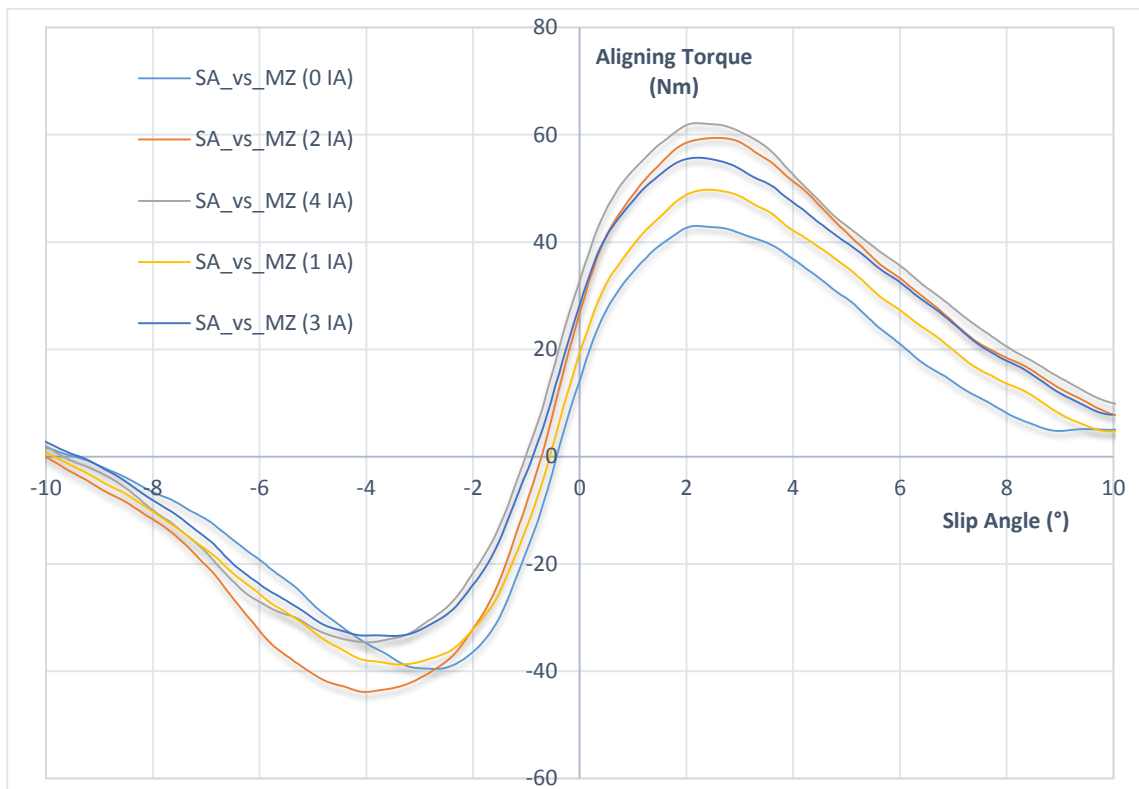
#### 5.3.4. Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip $\alpha$ .



#### 5.3.5. Fuerza lateral FY vs Par de alineación MZ.



### 5.3.6. Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip con diferentes cámbes.



**Figura 5.35** Par de auto-alineación MZ vs ángulo slip.

El par de auto-alineación como se ha comentado en el capítulo 5.2.5 es importante porque tiene un efecto estabilizador de centrado del neumático. En el primer gráfico observamos la evolución de este momento o par a diferentes cargas aplicadas. El par de auto-alineación es el resultado de la distorsión elástica asimétrica respecto al centro de la huella de contacto. Esta distancia respecto al centro del neumático es conocido como *pneumatic trail* de modo que el momento generado es directamente proporcional tanto al *pneumatic trail* como de la fuerza lateral generada en ese momento.

En el primer gráfico se puede observar como el par de auto-alineación máximo es dependiente de las cargas aplicadas y que no se corresponde directamente con la fuerza lateral máxima. Esta diferencia se puede apreciar en el segundo gráfico donde se hace una comparativa de la evolución del par y de la fuerza lateral. Para concretarlo con valores se pueden apreciar las siguientes diferencias respecto en el ángulo slip:

**Tabla 5.2.** Valores máximos para par de auto-alineación y fuerza lateral, para distintas cargas (Blundell 2004)

	50 lb	100 lb	150 lb	250 lb	350 lb
Ángulo slip para máx. Par de auto-alineación	10°	9°	7°	8°	7°
Ángulo slip para máx. Fuerza lateral	1.5°	2°	2°	2.1°	2.3°

Esto es debido a que el par de auto-alineación no es únicamente dependiente de la fuerza lateral generado sino que la distancia de aplicación de esa fuerza (*pneumatic trail*) también es variable cuando se distorsiona el neumático.

En la segunda gráfica se puede apreciar la evolución clara del momento respecto a la fuerza lateral y así poder suponer un *pneumatic trail* teórico que se daría con una carga determinada y a un ángulo slip determinado.

**Tabla 5.3.** *Pneumatic trail* obtenido para diferentes cargas

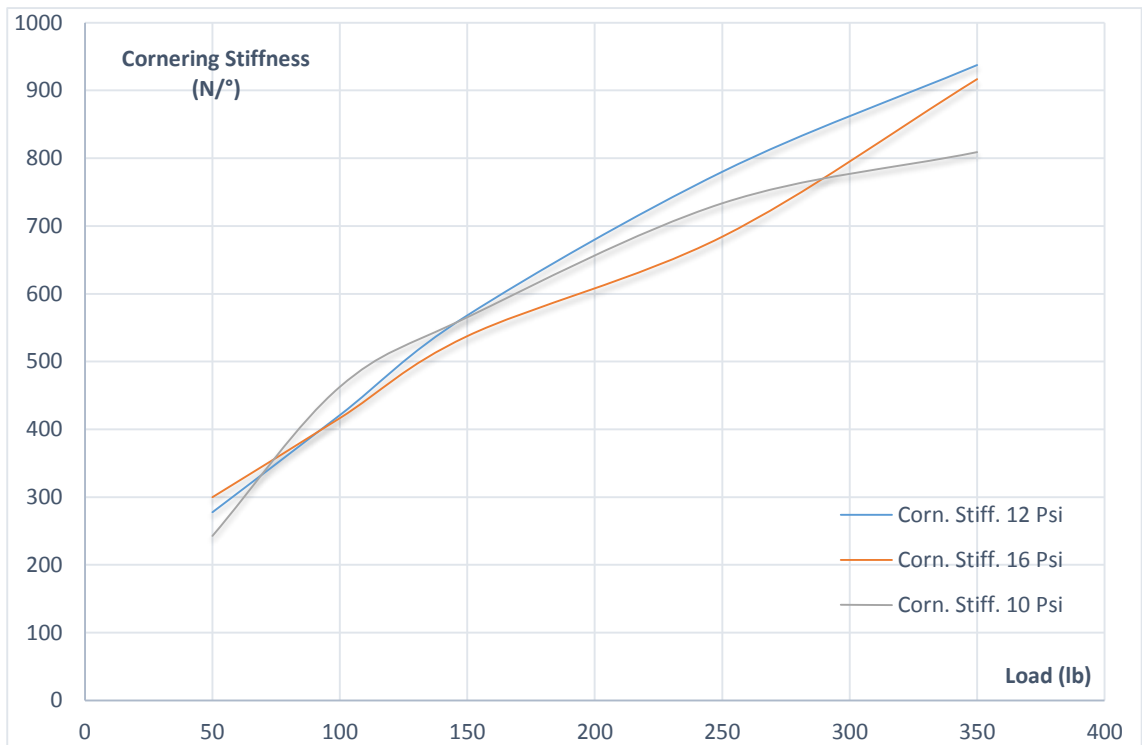
(Blundell 2004)

*Par de autoalineación = Fuerza Lateral · Pneumatic trail*

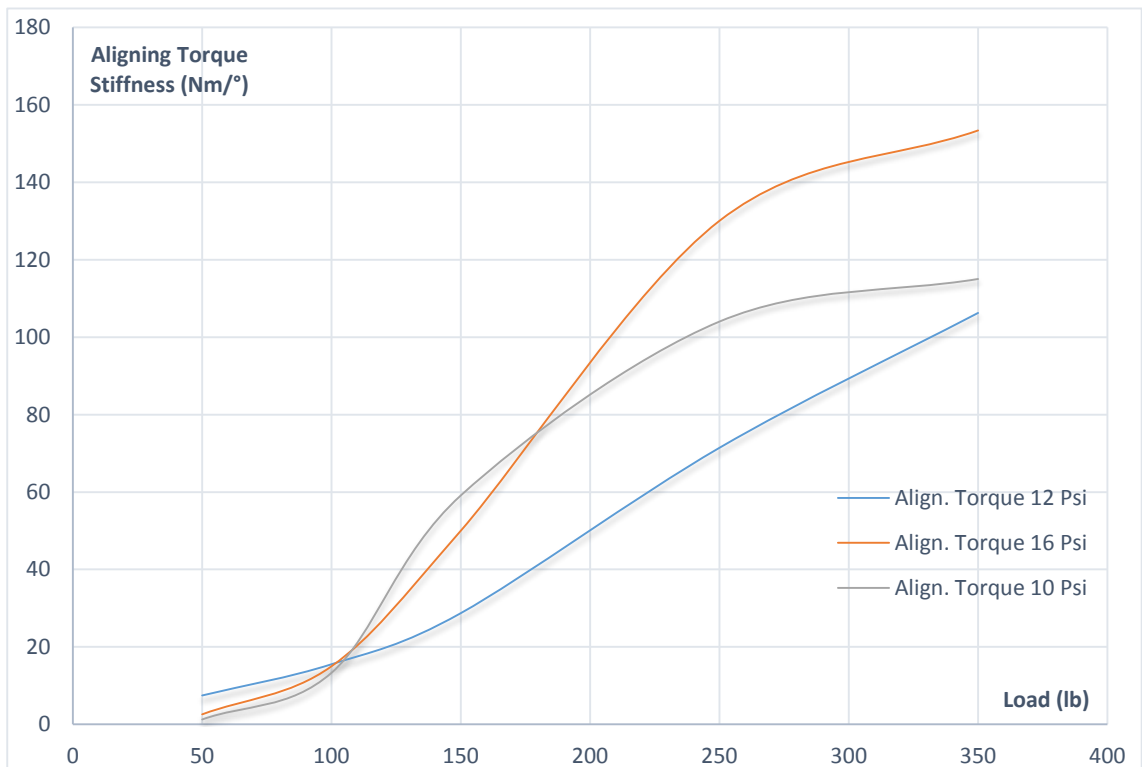
	50 lb	100 lb	150 lb	250 lb	350 lb
	$\frac{2.2Nm}{400 N}$	$\frac{7.5 Nm}{800 N}$	$\frac{14 Nm}{1200 N}$	$\frac{40 Nm}{2000 N}$	$\frac{70 Nm}{2800 N}$
Pneumatic trail	= 5.5 mm	= 9 mm	= 11,6 mm	= 20 mm	= 26,7 mm

Finalmente en la última gráfica se puede apreciar como el efecto del ángulo *camber* también influye en el par de auto-alineación llegándolo a incrementar casi un 50% para un ángulo *camber* de 4°.

### 5.3.7. Rigidez lateral vs carga a 0 ángulo slip $\alpha$ .



### 5.3.8. Rigidez de alineación vs carga a 0 ángulo slip.



Otro aspecto a considerar en el comportamiento del neumático es como varia la presión de inflado a la rigidez lateral y la rigidez del par de auto-alineación. Este

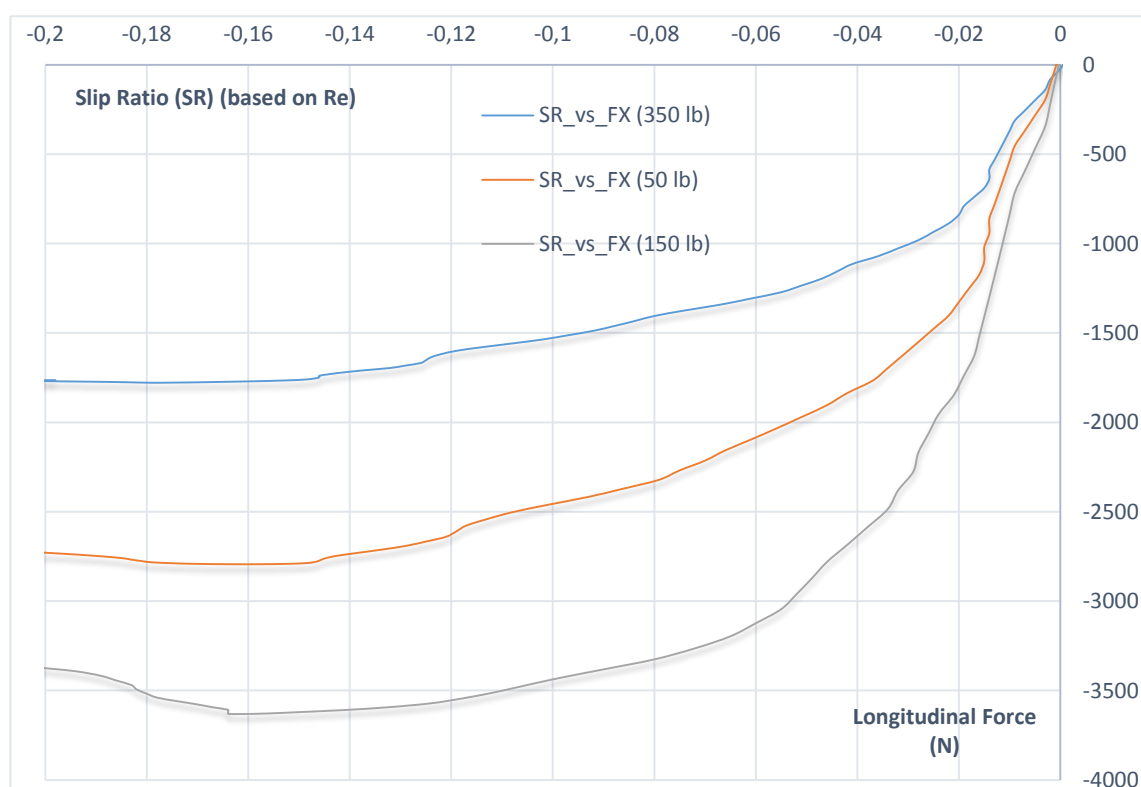
aspecto viene dado por qué cantidad de fuerza es generada a diferentes cargas y ángulos slip, representando su evolución a partir de una misma presión de inflado. Es importante saber que este estudio se ha realizado a partir del régimen elástico del neumático, es decir a bajos ángulos slip. Se ha decidido realizar tan sólo en este rango, porque la tendencia es predecible y su rigidez es prácticamente lineal.

En la primera gráfica se puede ver como la presión afecta a la rigidez lateral de modo que la ganancia en rigidez lateral es de aproximadamente 100 N/° entre la mínima y máxima presión de inflado.

En cambio, donde sí que se puede observar una clara ganancia es en la rigidez del par de auto-alineación. A bajas cargas (entre 150 y 50 lb) ganancia es despreciable pero a medida que se aumenta la fuerza normal (carga) se puede ver como la mayor presión de inflado se genera un par de auto-alineación mayor llegando a aumentarlo en casi un 60 %.

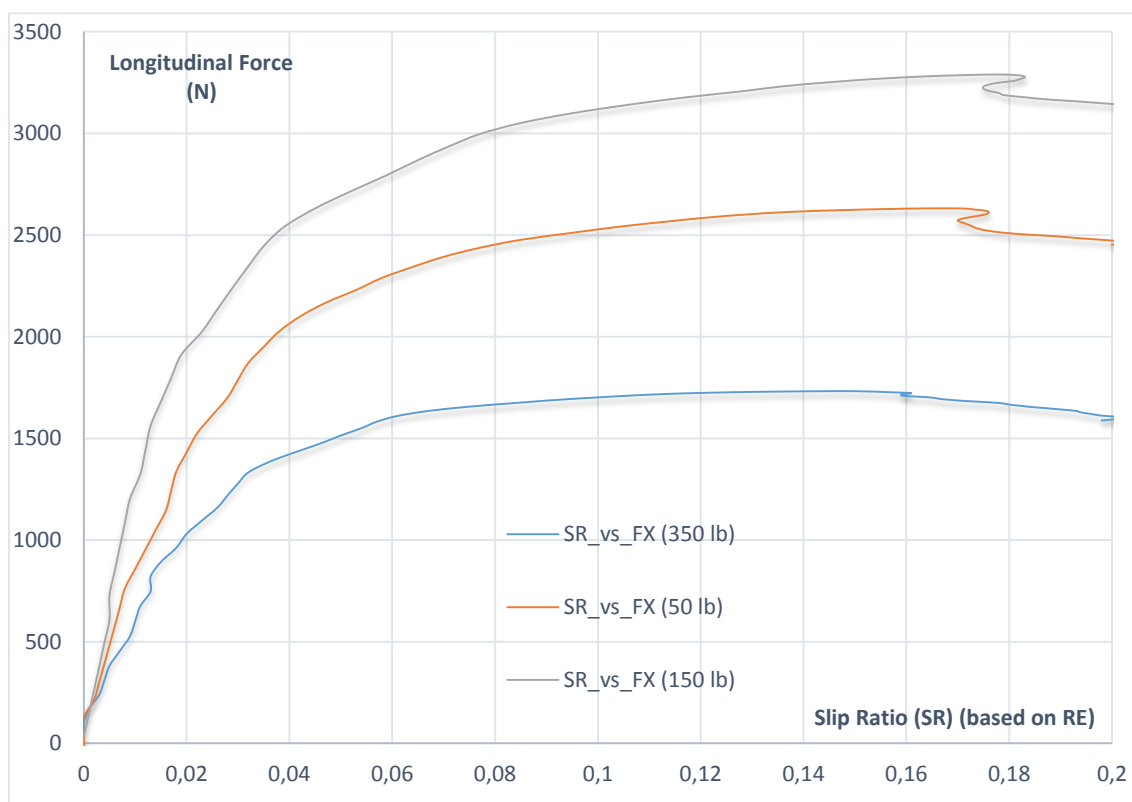
Es interesante conocer este comportamiento del neumático ya que en un futuro se pueden realizar diferentes pruebas a partir de la presión para graduar la transmisión de “feeling” o información de maniobrabilidad del vehículo.

### *5.3.9. Fuerza de frenada vs slip ratio.*



**Figura 5.38** Fuerza Longitudinal compara con SR negativo.

### 5.3.10. Fuerza de tracción vs slip ratio.



**Figura 5.39** Fuerza Longitudinal compara con SR positivo.

Finalmente se han realizado dos gráficas de tracción y de frenada para poder observar el *Slip Ratio* óptimo de nuestro neumático para que genere la máxima fuerza longitudinal, optimizando así el agarre tanto en frenada como en aceleración. Es importante tener en cuenta que para cada tramo se ha debido de ajustar la tendencia de slip ratio es decir, para aceleración se tomaron los datos de 0 a +20% de slip ratio mientras que para el ensayo a frenada fueron los de 0 a -20%. Además se realizaron 3 gráficas para poder observar cómo afecta la carga a la hora de generar tracción y frenada.

Como se apreciar en ambas gráficas la carga óptima que genera más fuerza longitudinal es la de 150 lb mientras que un neumático sobrecargado (350 lb) ve altamente perjudicada su capacidad para generar fuerza longitudinal.

También se puede ver como para la frenada el SR adecuado está en un rango entre 12 % y 16 % mientras que para tracción, a la hora de acelerar el vehículo el SR adecuado para las ruedas posteriores está entre un 14% y un 18%.

Con toda esta información se puede reglar el vehículo para intentar optimizar la rigidez de la suspensión e interactuar con el intercambio de pesos para optimizar la fuerza normal (carga) que le llega al neumático para hacer que trabaje en el rango óptimo que genera más fuerza longitudinal.



# CAPÍTULO 6:

## ANÁLISIS ESTÁTICO

Con el objetivo de determinar algunos de los parámetros básicos del comportamiento dinámico del E79 y así poder definir una geometría preliminar del sistema de suspensión se ha realizado un cálculo estático de paso por curva (aceleración lateral y velocidad longitudinal constante), así como de frenada (deceleración longitudinal).

Las condiciones en ambas hipótesis son críticas para nuestro caso, es decir, las máximas esperadas en las pruebas en las que el vehículo deberá participar.

### 6.1. Hipótesis de paso por curva:

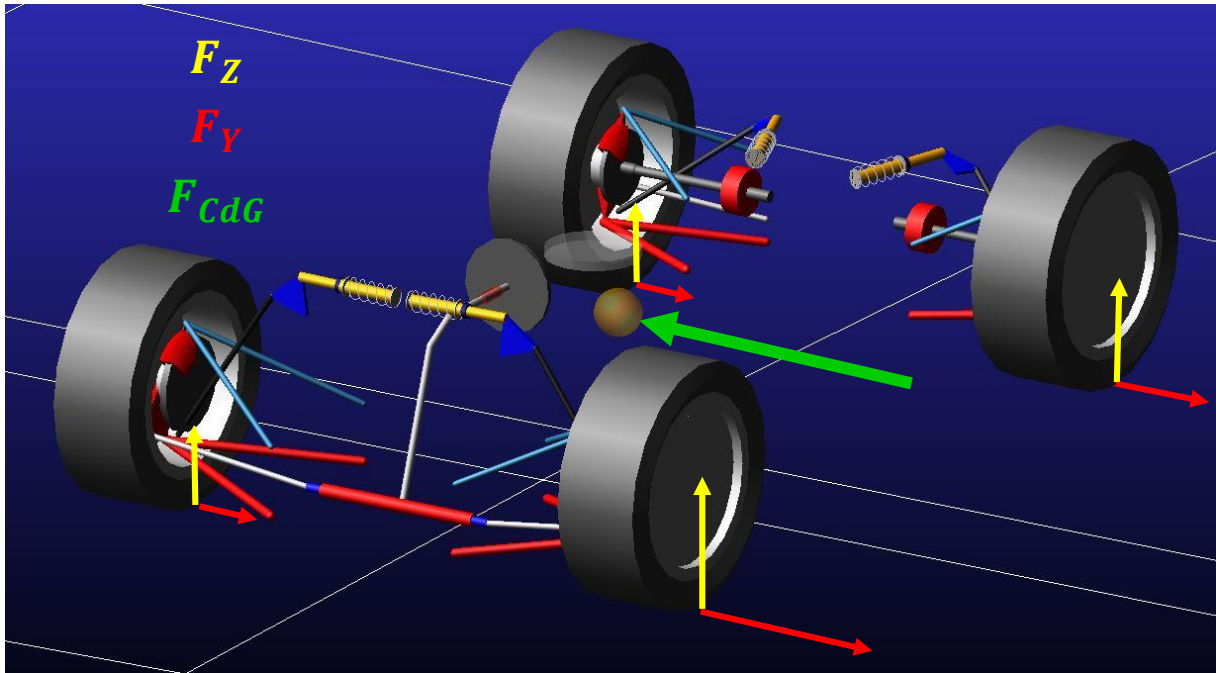
El paso por curva se considera la situación más relevante de las estudiadas. Esto se debe a que el vehículo está diseñado para competir en circuitos revirados y velocidades generalmente bajas.

En un paso por curva teórico a velocidad constante (figura 6.1), el vehículo experimenta fuerzas laterales y verticales en todos sus neumáticos (aunque en distinta medida), las cuales se transmiten al chasis mediante la estructura de la suspensión y el amortiguador. Estas fuerzas generan un movimiento de *roll* o balanceo, el cual es la base de este análisis.

El cálculo en este caso se basa en los *Ride and Roll Rates* (ratios de marcha y rotación). Estos relacionan un cambio en las cargas de las ruedas con un cambio en la posición o comportamiento del cuerpo del vehículo, y lo hacen según dos tipos de movimiento: traslación del vehículo en el eje Z (carrera vertical) y rotación (o balanceo) del vehículo sobre el eje X.

Este método de cálculo se ha extraído del libro *Race Car Vehicle Dynamics* (Milliken 1995), aunque ha sido interpretado y adaptado según la situación específica del E79.

Como se comentará en la sección de cálculo (Anexo B2), se trata de un método iterativo, debido a las influencias y relaciones entre algunos de los parámetros con los que se trabaja.



**Figura 6.1** Representación de las fuerzas recibidas en situación de paso por curva

#### 6.1.1. Conceptos específicos para el análisis estático de paso por curva.

Antes de proceder al cálculo en sí, es necesario definir algunos conceptos específicos relevantes (entre los cuales se encuentran los mencionados ratios). Trabajar y comprender estos conceptos es esencial para el entendimiento del comportamiento básico del vehículo en este tipo de circunstancias. De la misma forma que en el apartado de *Conceptos* básicos, algunos elementos no tienen una denominación comúnmente aceptada en la lengua española, por lo que se utilizarán sus nombres originales (y se indicará su traducción en los que sea posible).

- *Spring Rate*,  $K_s$  (Constante elástica del muelle o resorte):

Relaciona la fuerza [N] ejercida sobre el eje longitudinal de un muelle aislado, con el desplazamiento [mm] del mismo en la dirección y sentido de la aplicación de dicha fuerza. Este ratio define el comportamiento de un cuerpo elástico, sea lineal (este es el caso del estudio) o no lineal (incrementa o decrece con variación de desplazamiento).

Sus unidades son:  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

- *Wheel Center Rate*,  $K_w$  (Constante elástica para el centro de la rueda):

Relaciona la fuerza  $[N]$  ejercida en el centro de una rueda con el desplazamiento vertical (eje Z,  $[mm]$ ) del punto de aplicación de la misma (desplazamiento relativo al chasis).

Sus unidades son:  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

- *Tire Vertical Rate*,  $K_t$  (Constante elástica vertical para el neumático):

Relaciona la fuerza  $[N]$  de compresión ejercida sobre un neumático en dirección vertical (eje Z), con el desplazamiento  $[mm]$  del neumático en la dirección y sentido de la aplicación de dicha fuerza.

Sus unidades son:  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

- *Ride Rate*,  $K_R$ :

Relaciona la fuerza  $[N]$  ejercida sobre la zona de contacto del neumático con el suelo, con el desplazamiento vertical (eje Z,  $[mm]$ ) del punto de aplicación de dicha fuerza (desplazamiento relativo al chasis).

Se podría definir como el *Wheel Center Rate* influenciado o alterado por el *Tire Vertical Rate*, es decir, que para un hipotético neumático de rigidez infinita, tenemos que  $K_R = K_W$ .

Sus unidades son:  $\left[ \frac{N}{mm} \right]$

- *Roll Rate*,  $K_\phi$ :

Relaciona el torque  $[N \cdot mm]$  o momento resistente ejercido sobre el eje longitudinal (eje X), con la rotación soportada  $[^\circ]$  por el cuerpo del vehículo. En otras palabras, se trata del momento generado por unidad de rotación del cuerpo.

Sus unidades son:  $\left[ \frac{N \cdot mm}{^\circ} \right]$

- *Natural Frequency*,  $\omega$  (Frecuencia natural):

Conceptualmente, se define como la frecuencia del movimiento armónico que resulta al introducir un desplazamiento y/o velocidad inicial a un sistema de un grado de libertad en posición de equilibrio, y dejarlo vibrar libremente sin amortiguamiento.

Para nuestro caso, se puede considerar como la frecuencia de oscilación sobre el eje Z del conjunto de la masa sostenida, estando el sistema sin amortiguar.

Sus unidades son:  $[Hz]$

- *Roll Gradient*,  $\frac{\phi}{A_y}$ :

Este concepto relaciona la aceleración lateral (eje Y,  $[g]$ ) ejercida en el centro de masas del conjunto del vehículo, con la rotación de dicho conjunto sobre el eje

longitudinal (eje X, [°]). Comprensiblemente, éste parámetro está íntimamente relacionado con el *Roll Rate* del vehículo.

Se trata de un elemento clave en el estudio estático de paso por curva, dado que define de forma directa la rigidez del vehículo a la rotación generada por las aceleraciones de la curva. De hecho, es uno de los parámetros objetivo con los que se va a trabajar.

Sus unidades son:  $\left[ \frac{^\circ}{g} \right]$

Dentro del desconocimiento sobre el valor que debe buscarse para éste parámetro (es un dato que únicamente puede obtenerse mediante la experiencia en este campo) se puede estimar un valor apropiado para nuestro caso. La tabla 6.1 muestra orientativamente la magnitud de este dato para distintos ámbitos del mundo de la automoción.

**Tabla 6.1.** *Valores comunes para Roll Gradient (Milliken 1995)*

Very Soft – Economy and basic family transportation, both domestic and import, pre-1975.	$8,5 \frac{^\circ}{g}$
Soft – Basic family transportation, domestic and import, after 1975.	$7,5 \frac{^\circ}{g}$
Semi-Soft – Contemporary middle-market sedans, domestic and import.	$7,0 \frac{^\circ}{g}$
Semi-Firm – Imported sport sedans.	$6,0 \frac{^\circ}{g}$
Firm – Domestic sport sedans.	$5,0 \frac{^\circ}{g}$
Very Firm – High performance domestic, such as Camaro Z-28 and Firebird Trans Am.	$4,2 \frac{^\circ}{g}$
Extremely Firm – Contemporary very-high-performance sports, such as Corvette, and street cars extensively modified to increase roll stiffness.	$3,0 \frac{^\circ}{g}$
Hard – Racing cars only.	$1,5 \frac{^\circ}{g}$
Active Suspension – Servo-controlled roll stiffness. Roll-in, zero-roll, and Roll-out all possible.	–

Para el caso del E79 el valor adquirido por el *Roll Gradient* deberá ser cercano a  $1,5 \frac{^\circ}{g}$  (se aceptará un valor entre  $1,5 \frac{^\circ}{g}$  y  $1,7 \frac{^\circ}{g}$ ).

- Installation Ratio, *IR*:

Se trata de un concepto geométrico que relaciona el desplazamiento vertical de la rueda [*mm*] con el desplazamiento o variación de longitud del muelle [*mm*] conectado a dicha rueda. Esta relación, además de para desplazamientos, se cumple también para las fuerzas experimentadas por ambos elementos.

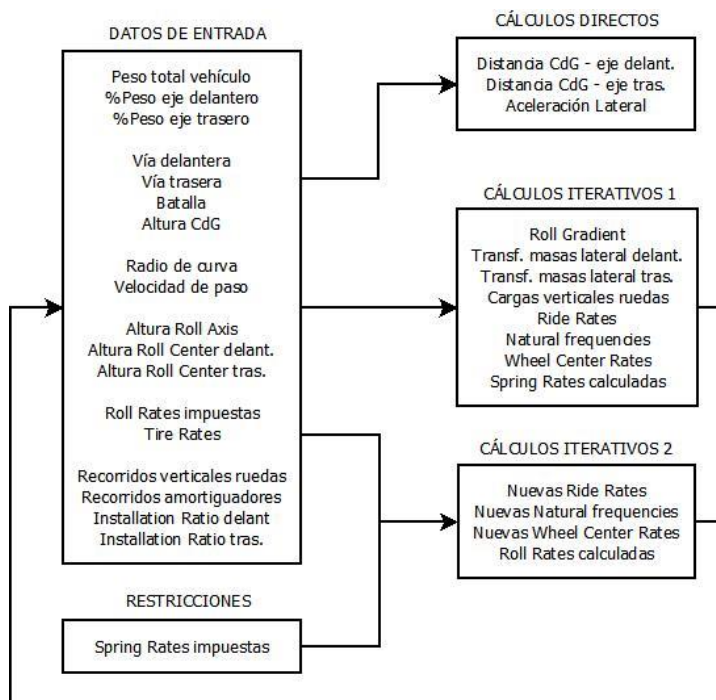
Usualmente el recorrido realizado por la rueda es mayor que el realizado por el muelle, lo cual se verá claramente reflejado en el valor adquirido por el *Installation Ratio*. Consecuentemente, en los casos más comunes, se da un *Wheel Center Rate* menor a la *Spring Rate* del muelle relacionado.

Éste parámetro es adimensional, dado que es la relación directa entre dos medidas de longitud.

### 6.1.2. Proceso de cálculo y resultados.

Como se comenta en la sección de cálculo (véase Anexo B2), éste es iterativo, y distingue sus parámetros en categorías (datos de entrada, restricciones, cálculos directos y cálculos iterativos).

En la figura 6.2 Se muestra un diagrama de flujo del proceso detallado en el Anexo B2.



**Figura 6.2** Diagrama de flujo del cálculo estático de paso por curva

En la tabla 6.2 aparecen los valores obtenidos para cada uno de los elementos implicados en las dos iteraciones que han sido necesarias para el cálculo de la hipótesis de paso por curva del E79.

**Tabla 6.2.** Resultados del cálculo estático de paso por curva

	$\frac{\phi}{A_Y}, \frac{^\circ}{g}$ (B.4)	$\Delta W_F, N$ (B.5)	$\Delta W_R, N$ (B.6)	$W_{FO}, N$ (B.7)	$W_{FI}, N$ (B.8)	$W_{RO}, N$ (B.9)	$W_{RI}, N$ (B.10)
Primera Iteración	-1,51	623,40	647,61	1531,47	284,67	1520,07	224,85
Segunda Iteración	-1,61	634,50	635,58	1542,57	273,57	1508,04	236,88

	$K_{RF}, \frac{N}{m}$ (B.11)	$K_{RR}, \frac{N}{m}$ (B.12)	$\omega_F, Hz$ (B.13)	$\omega_R, Hz$ (B.14)	$K_{WF}, \frac{N}{m}$ (B.15)	$K_{WR}, \frac{N}{m}$ (B.16)	$K_{SF} \text{ Calculada}, \frac{N}{m}$ (B.17)	$K_{SR} \text{ Calculada}, \frac{N}{m}$ (B.18)
Primera Iteración	20780	21587	2,38	2,48	23702,9	24758,7	34159,5	35681
Segunda Iteración	21133	21186	2,40	2,46	24163,7	24232,6	34823,6	34922,9

	$K'_{RF}, \frac{N}{m}$ (B.19)	$K'_{RR}, \frac{N}{m}$ (B.20)	$\omega'_F$ (B.21)	$\omega'_R$ (B.22)	$K'_{WF}, \frac{N}{m}$ (B.23)	$K'_{WR}, \frac{N}{m}$ (B.24)	$K_{\phi F} \text{ Calculada}, \frac{Nm}{^\circ}$ (B.25)	$K_{\phi R} \text{ Calculada}, \frac{Nm}{^\circ}$ (B.26)
Primera Iteración	20873,5	20873,5	2,39	2,44	23825	23824,7	262,30	240,90
Segunda Iteración	20873,5	20873,5	2,39	2,44	23825	23824,7	262,30	240,90

Las  $K_{S \text{ Calculadas}}$  son considerablemente próximas a las  $K_S$  impuestas (en la primera iteración ya tenían valores parecidos). Tras la experiencia con este tipo de cálculos, se ha considerado que las diferencias entre ambos valores son menospreciables, y por lo tanto se da el cálculo por finalizado.

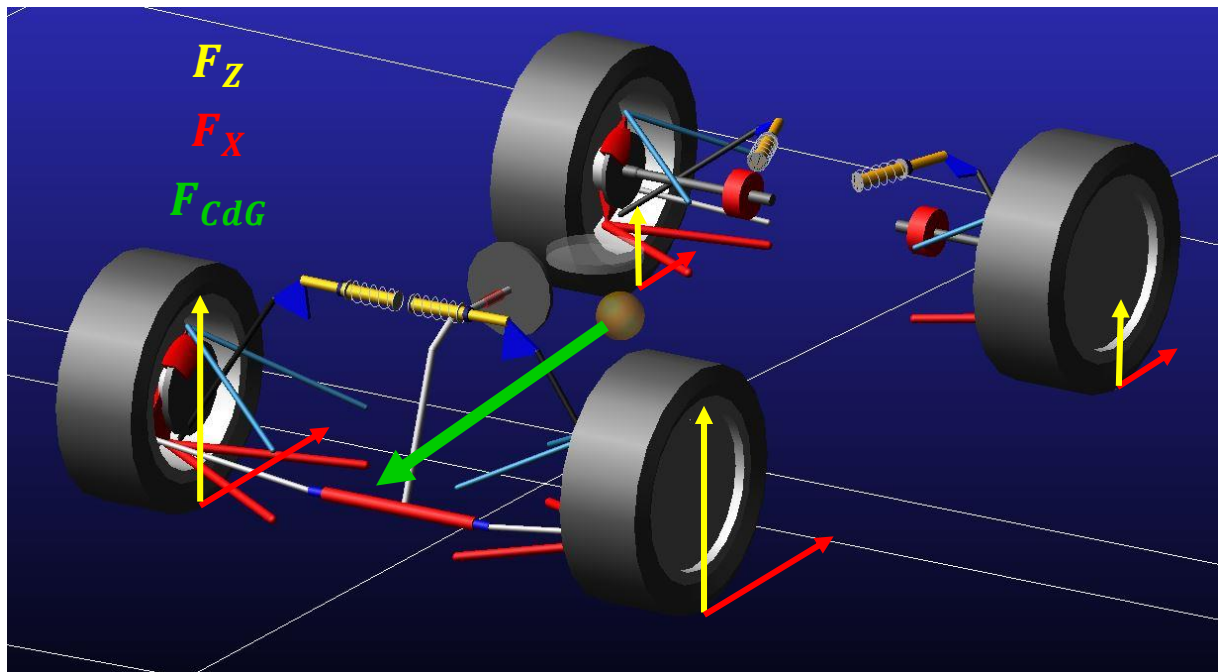
El valor adquirido por el *Roll Gradient* también se considera aceptable ya que, siendo próximo al valor deseado ( $-1,5^\circ/g$ ), permite que las alturas de los *Roll Center* (impuestas como datos de entrada variables) no tengan que ser excesivamente elevadas, y así evitar un excesivo efecto *Jacking* (véase pág. 42).

## 6.2. Hipótesis de frenada:

Antes de empezar con el cálculo de la hipótesis de frenada, es necesario reiterar que ésta se considera menos relevante que la de paso por curva, por lo que el cálculo presentado a continuación no debería modificar las conclusiones tomadas según el primer estudio. Éste se realiza meramente para verificar que los muelles seleccionados en la hipótesis anterior son suficientes para absorber la energía que generará la condición de frenada.

Este caso contempla una situación de frenada (deceleración) extrema para el vehículo estudiado. A diferencia de la primera hipótesis, este cálculo es simple (no iterativo).

Durante la frenada se generan fuerzas verticales y longitudinales en los neumáticos (aunque no en la misma medida, figura 6.3). Estas segundas son las responsables de que se genere una transferencia de carga longitudinal, lo cual genera diferencias entre las cargas verticales estáticas y las de caso de frenada. Estas fuerzas se transmitirán mediante los balancines hasta los resortes, los cuales deberán ser capaces de absorberlas.



**Figura 6.3** Representación de las fuerzas recibidas en situación de frenada

### 6.2.1. Proceso de cálculo y resultados.

Todos los datos de entrada considerados referentes a masa y dimensiones, coinciden con los de la hipótesis de paso por curva:

- Masa total vehículo = 363kg → Peso total vehículo ( $W_T$ ) = 3561,03N
- % Peso eje delantero = 51% → Peso eje delantero ( $W_F$ ) = 1816,13N
- % Peso eje trasero = 49% → Peso eje trasero ( $W_R$ ) = 1744,91N
- Vía delantera ( $t_F$ ) = 1,2m                      Vía trasera ( $t_R$ ) = 1,15m
- Batalla ( $l$ ) = 1,65m
- Altura Centro de Gravedad ( $h$ ) = 0,267m

Por limitaciones del sistema de frenado, se espera del vehículo que experimente una deceleración de 1,5g en dirección paralela al eje X, sentido negativo:

- $A_X = 1,5g$

También se usarán los siguientes datos referentes al eje delantero del vehículo:

- Recorrido vertical rueda delantera ( $RT_F$ ) = 0,06m
- Recorrido amortiguador delantero ( $DT_F$ ) = 0,05m
- Installation Ratio frontal ( $IR_F$ ) =  $\frac{DT_F}{RT_F} = 0,833$

Una vez listados los datos de entrada se procede al cálculo en sí. En primer lugar, se calcula la transferencia de masas longitudinal a la que se someterá al vehículo:

$$\Delta W_F = A_X \cdot \frac{W_T}{l} \cdot h = 864,36N \quad (6.1)$$

Donde:

- $A_X$ : Aceleración longitudinal experimentada por el vehículo,  $\left[\frac{m}{s^2}\right]$
- $W_T$ : Peso total del vehículo, [N]
- $l$ : Batalla del vehículo, [m]
- $h$ : Altura del centro de gravedad (CdG), [m]

La nueva carga sobre el eje delantero (el eje trasero no es relevante en este estudio) es la siguiente:

- $W'_F = 2680,49N$



La mitad de esta nueva carga deberá ser absorbida por el recorrido de uno de los amortiguadores delanteros. Con la expresión siguiente, se calculará una *Spring Rate* capaz de realizar dicha tarea. Al estar la carga aplicada en la rueda y no directamente sobre el amortiguador, se requiere el uso del ya definido *Installation Ratio*:

$$K_{S \text{ Requerida}} = \frac{\frac{W'_F}{2}}{DT_F} \cdot IR_F = 22328,57 \frac{N}{m} \quad (6.2)$$

Donde:

- $W'_F$ : Nuevo peso sobre el eje delantero del vehículo, [N]
- $DT_F$ : Máximo recorrido del amortiguador delantero, [m]
- $IR_F$ : Installation Ratio delantero, [-]

Como era de esperar, la *Spring Rate* para este estudio es inferior a la determinada en la hipótesis de paso por curva ( $34335 \text{ N/m}$ ). Esto significa que, efectivamente, el caso de máxima frenada no supone una condición crítica para el sistema de suspensión del vehículo.

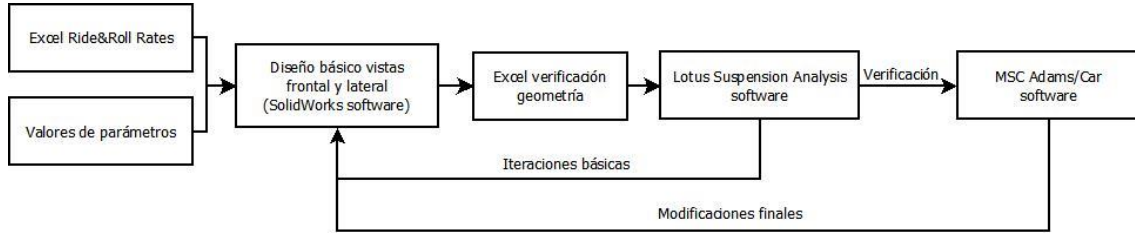
# **CAPÍTULO 7: GEOMETRÍA DE LA SUSPENSIÓN**

El análisis expuesto en la sección anterior proporciona la información básica para empezar con el diseño de la geometría preliminar de la suspensión. De las infinitas configuraciones geométricas que puede tener el sistema de suspensión de un vehículo, los resultados del cálculo estático permiten acotar y definir muchos de los parámetros necesarios para el diseño.

Se discernirá entre el diseño de la vista frontal y el de la vista lateral (geometría preliminar). Posteriormente se usará el software *Lotus Suspension Analysis*, con la finalidad de modificar y acabar de definir la geometría. Finalmente y mediante el software *MSC Adams Car* se verificará el conjunto y se modificarán algunos parámetros, en caso que sea necesario (este último paso se detalla aparte en el capítulo 8).

Además de los procesos ya mencionados, se ha elaborado una hoja de cálculo Excel, con el propósito de verificar y visualizar más claramente los parámetros de la geometría básica de la suspensión diseñada. Éste documento se encuentra en el Anexo B.3, e incluye los valores de muchos de los parámetros de la geometría, calculados a partir de la posición geométrica de los puntos de los trapecios (prácticamente a la inversa de como se ha hecho hasta ahora). De este modo, resulta de gran utilidad a la hora de confirmar que el proceso se ha realizado correctamente. Además, contiene información sobre las características de los amortiguadores, lo cual se comenta más adelante.

En la figura 7.1 se muestra un diagrama de flujo que define el proceso iterativo seguido para el diseño de la geometría de la suspensión del E79:



**Figura 7.1** Diagrama de flujo del proceso de diseño seguido

## 7.1.Geometría básica de la vista frontal

En este apartado se definirá una geometría inicial de la vista frontal del monoplaza (plano YZ). Para ello, se emplearán algunos conceptos relevantes (algunos de ellos ya se han definido en otras secciones, por lo cual se omitirán sus definiciones).

Algunos de los parámetros que definen la geometría frontal de una suspensión son valores únicamente optimizables con experiencia en el diseño de monoplazas de competición. De todos modos, existen valores usuales o aceptables, a partir de los cuales se puede iniciar el proceso de diseño. Evidentemente, posteriormente hay que ajustarlos al modelo concreto en el que se trabaja, ya que dependen de restricciones específicas del mismo (geométricas o regidas por normativa).

### 7.1.1. Conceptos específicos de la geometría de la vista frontal

A continuación se encuentran listados y definidos todos estos parámetros, y en la tabla 7.1 se listan estos parámetros y sus valores impuestos para este caso concreto (generalmente, el subíndice *f* hace referencia al eje frontal, y el subíndice *r* hace referencia al eje trasero):

- *Track Width* (t): Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 37). Sus valores se muestran en la tabla 7.1.
- Tasa de variación de *camber*: Considera al cambio en el ángulo *camber* con el movimiento vertical de la rueda. Se trata de una aproximación, dado que en la realidad esta relación no es lineal, y en cambio el valor de esta tasa se calcula como si lo fuera. Para el caso del E79, se pretende mantener un ángulo *camber* de entre +0,6 y -4 grados, durante el recorrido vertical de 60mm (de +30mm a -30mm) de la rueda. De este modo se obtiene que:

$$\text{Tasa de Variación Camber} = \frac{\Delta_{\text{camber}}}{\Delta z_{\text{rueda}}} = 0,0767 \frac{^{\circ}}{\text{mm}} \quad (7.1)$$

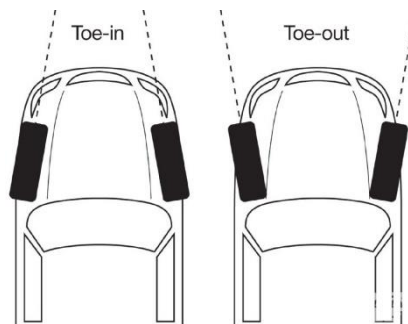
- *Front view swing arm length* (fvsa length): Se trata de la distancia entre el centro de una rueda y su correspondiente *Instant Center*, sobre el eje Y. El valor de este parámetro se ha calculado a partir del valor de la variación de

*camber* (definición anterior). Una aproximación del valor deseado de la *fvsa length* se obtiene a partir de la siguiente ecuación:

$$fvsa\ length = \frac{1}{\tan(Variación\ Camber)} = 747,3mm \quad (7.2)$$

- Ángulo *kingpin*: Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 39). Sus valores se muestran en la tabla 7.1.
- Altura del *Roll Center* (RCh): Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 42). Sus valores se muestran en la tabla 7.1.
- *Scrub Radius*: Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 40). Sus valores se muestran en la tabla 7.1.

**Ángulo *Toe***: Se trata del ángulo definido por el neumático y el plano ZX (visualizando la rueda desde la planta del vehículo, o plano paralelo al plano XY). Se suele imponer un ligero ángulo *Toe* estático (del orden de 0,5° o 1°), para garantizar que la rueda adquirirá una pequeña tendencia en su orientación cuando el vehículo está en circulación (de una forma similar que con el *Scrub Radius*). Si se considera el vehículo avanzando hacia adelante en línea recta, se denomina *Toe-in* a dicho ángulo, cuando la inclinación de la rueda haría que la misma se acercara al centro del vehículo, y *Toe-out* en caso contrario. En la figura 7.2 se muestra gráficamente este parámetro.



**Figura 7.2** Representación esquemática del ángulo *Toe*

Imponer un ligero *Toe-in* estático frontal es recomendable para que el vehículo tenga una mayor sensibilidad al movimiento del volante y una rápida respuesta en curva. Esto se debe a que la rueda frontal exterior (en el instante en que se empieza el giro) es la más cargada verticalmente de las cuatro, y ésta ya estaba previamente orientada en favor del giro realizado. Esta geometría se suele compaginar con un *Toe-out* trasero, dado que la rueda trasera exterior sería la segunda rueda con más carga vertical, y su previa orientación hacia fuera favorecería el giro rápido.

Por otro lado, se recomienda *Toe-out* estático frontal y *Toe-in* trasero, para mayor estabilidad en recta (menor sensibilidad al giro del volante), ya que las ruedas más cargadas en situación de giro (las dos exteriores) se opondrían en un primer y reducido instante al trazado de la curva, lo cual favorecería que el vehículo mantuviera su trayectoria recta.

Para el caso del E79, se ha impuesto un valor de  $0,5^\circ$  (*Toe-in*) en las ruedas del eje frontal y  $0,5^\circ$  (*Toe-out*) en el eje trasero, dando prioridad a la respuesta a la dirección (situación de paso por curva). De todas formas, este valor es fácilmente modificable ajustando las longitudes de las barras relacionadas (aunque no en medidas muy exageradas, ya que esto también influye sobre otros aspectos de la geometría).

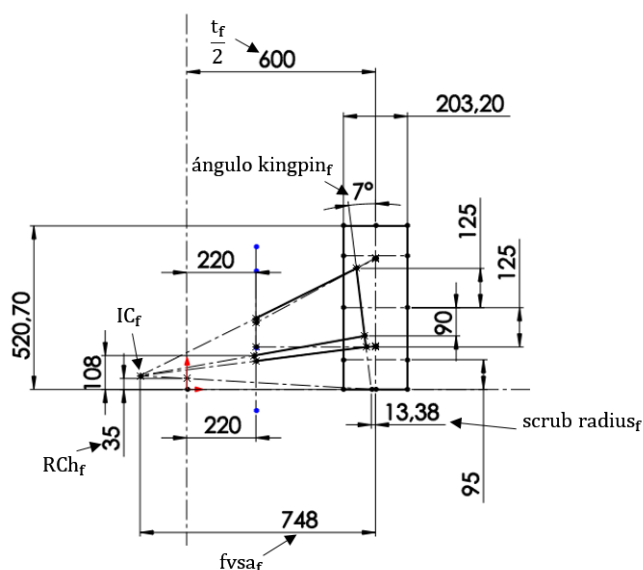
- Efecto Bump-steer: Este efecto se da cuando la barra de dirección (en el eje delantero) o la tie-rod (en el eje trasero) no se encuentran orientadas hacia el IC de la vista frontal. Cuando se da este caso, sucede que con el movimiento vertical de la rueda, estas barras harán girar la rueda (generan ángulo Toe) en mayor o menor medida, en función de lo desviadas que estén del IC. Es efecto bump-steer es por tanto indeseable en cualquier caso.

**Tabla 7.1.** Lista de parámetros impuestos para la vista frontal del E79

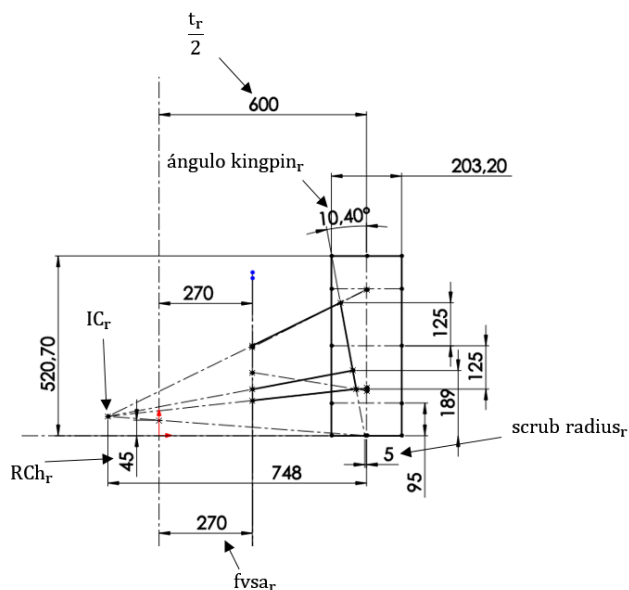
$t_f$ [mm]	$t_r$ [mm]	$fvsa_f$ [mm]	$fvsa_r$ [mm]	Kingpin <sub>f</sub> [°]	Kingpin <sub>r</sub> [°]	RCh <sub>f</sub> [mm]	RCh <sub>r</sub> [mm]	scrub <sub>f</sub> [mm]	scrub <sub>r</sub> [mm]
1200	1150	748	748	7	10,5	35	45	13,38	5

El siguiente paso es representar gráficamente la vista frontal de cada uno de los ejes, para visualizar con claridad su configuración y ver las variables que hay que acabar de definir. Emplear un software de diseño (en este caso *SolidWorks 2013*) es aconsejable para este proceso, dado que aporta versatilidad y rapidez a la hora de cambiar cotas y ver su efecto al conjunto.

Algunas dimensiones provienen de la tabla 7.1, mientras que otras provienen de restricciones dimensionales del chasis o la rueda. El resto son variables y son las que se podrán modificar en los pasos siguientes del diseño. La figura 7.3 muestra la configuración básica para el eje delantero de este caso concreto, y la figura 7.4 lo hace para el eje trasero:



**Figura 7.3** Representación esquemática de la geometría frontal del E79 (eje delantero)



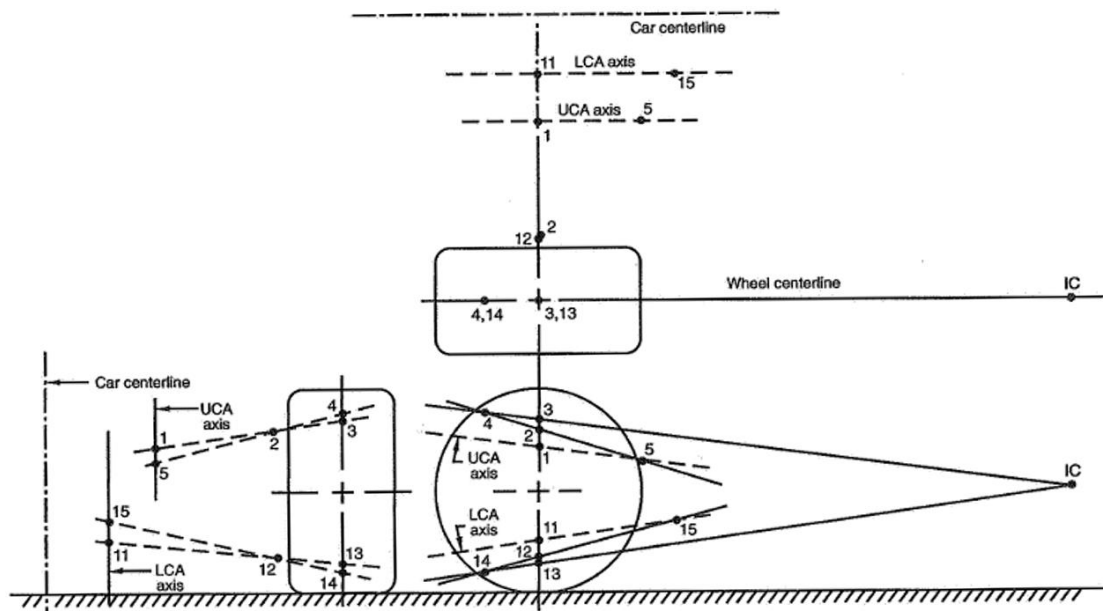
**Figura 7.4** Representación esquemática de la geometría frontal del E79  
(eje trasero)

## 7.2.Geometría básica de la vista lateral

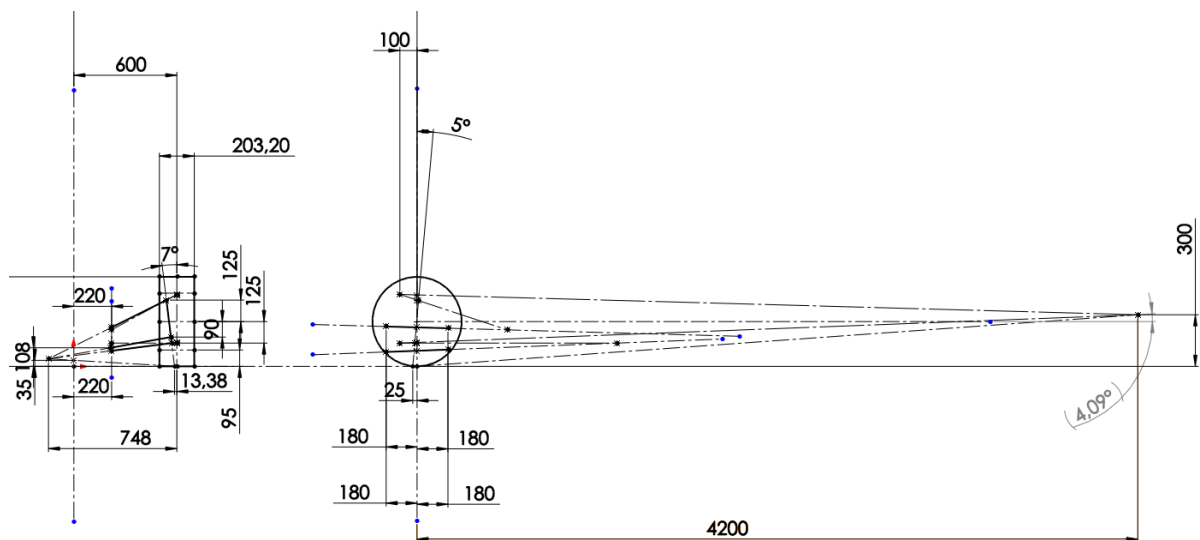
En este apartado se definirá la geometría de la vista lateral (plano ZX) del sistema de suspensión del monoplaza. Los diseños de ambas vistas (frontal y lateral) son dependientes entre sí, ya que de hecho se definen por los mismos puntos y elementos. Es por ello que hay que ser muy cuidadoso a la hora de diseñar la vista lateral, para que esta no altere el progreso hecho con la frontal.

En el libro *Race Car Vehicle Dynamics* (Milliken 1995, pág. 630) se describe un método de transposición de puntos entre la vista frontal y lateral, que permite modificar la segunda manteniendo inalterada la primera. En este trabajo se ha seguido el proceso descrito en el libro (este se describe detalladamente en el Anexo B.4), adaptándolo para que sea modificable de forma rápida y sencilla.

Usando el mismo software que en la vista frontal (*SolidWorks 2013*), se han dibujado ambas vistas, con restricciones geométricas entre ellas que siguen las reglas del método gráfico de *Milliken*. Esto ha permitido que el proceso sea más rápido y eficiente. En la figura 7.5 se muestra gráficamente la transposición de puntos del método comentado (los puntos están identificados numéricamente en cada vista), y la figura 7.6 muestra la implementación del método para el caso del eje delantero del E79:



**Figura 7.5** Método de transposición de puntos entre vista frontal y vista lateral (Milliken 1995)



**Figura 7.6** Adaptación del método Milliken de transposición de puntos al software de diseño SolidWorks

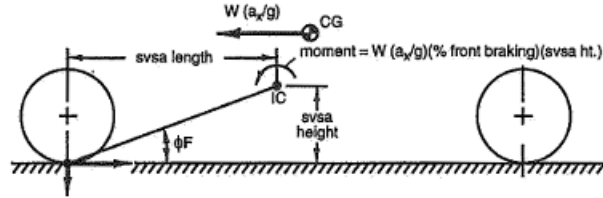
### 7.2.1. Conceptos específicos de la geometría de la vista lateral

A continuación, se muestran y comentan (algunos ya han sido definidos en otras secciones) ciertos conceptos que son relevantes en el diseño en la vista lateral, y en la tabla 7.2 se muestran sus valores. Del mismo modo que en la vista frontal, muchos valores se suelen justificar con experiencia en el diseño de monoplazas, de manera que para estos casos se han escogidos valores comunes para este tipo de casos, con la intención de ver cómo responde el vehículo a posteriori.

- *Wheelbase (l)*: Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 43). Su valor se muestra en la tabla 7.2.
- *Ángulo caster*: Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 43). Sus valores se muestran en la tabla 7.2.
- *Mechanical Trail*: Definido en la sección de conceptos básicos (pág. 44). Sus valores se muestran en la tabla 7.2.
- *Instant Center (IC)* de la vista lateral: Se trata de un punto similar al *Instant Center* de la vista frontal (pág. 41). En este caso, los ejes que lo contienen quedan definidos por la intersección del plano de un trapecio (cada trapecio define uno de los ejes) con el plano medio de la rueda (paralelo al plano XZ). En la figura 7.5, en la vista lateral, un eje sería el definido por los puntos 3 y 4, y el otro sería el definido por los puntos 13 y 14. Para el caso del E79, se ha impuesto una altura (coordenada Z) del IC de 300mm para el eje delantero y 381mm para el trasero (estos valores se han impuesto con la finalidad de conseguir los parámetros Anti deseados, los cuales se definen en esta misma sección).
- *Side view swing arm length (svsa length)*: Se trata de la distancia entre el centro de una rueda y su correspondiente *Instant Center* de la vista lateral, sobre el eje X. Este parámetro tiene gran influencia sobre los parámetros Anti descritos a continuación, y de hecho su valor se ha decidido buscando los parámetros Anti deseados (como ha sucedido con la altura del IC). Las svsa length del E79 se ha impuesto de 4200mm para el eje delantero y 3000mm para el trasero.
- *Parámetros Anti*: Este concepto agrupa cuatro parámetros que miden el hundimiento y levantamiento del vehículo en los ejes delantero y trasero, en situaciones de frenada o aceleración (cuanto más elevados son sus valores, más resistencia oponen al respectivo movimiento). Sus nombres son *anti-dive*, *anti-lift* frontal, *anti-lift* trasero y *anti-squat*. Estos conceptos no afectan a la transferencia de masas longitudinal, pero tienen influencia sobre las sensaciones que recibe el piloto en aceleración o frenada. Es por esta razón por la que sus valores (directamente dependientes de la posición del *Instant Center* de la vista lateral) son únicamente optimizables mediante pruebas y experiencia (los valores impuestos para el caso del E79 son valores comunes en monoplazas del estilo).



- **Anti-Dive** (anti-hundimiento) [%]: El *anti-dive* es el primero de los ya descritos parámetros anti. Se trata de un concepto que mide la resistencia de la geometría frontal al hundimiento durante una frenada. Además de la posición del *Instant Center*, el *anti-dive* depende del porcentaje de frenada en el eje delantero. En el E79 se ha impuesto un valor de *anti-dive* de 35%, y se ha considerado un porcentaje de frenada frontal de 80% (proporcionado por el departamento de frenos del equipo). En la figura 7.7 se muestra una representación gráfica de los elementos implicados, y la ecuación 7.4 muestra su definición (de la que se obtiene el 35% de *anti-dive*).



**Figura 7.7** Elementos implicados con el parámetro *anti-dive* (Milliken 1995)

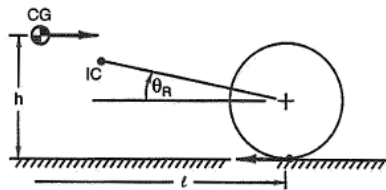
Para el E79:

- Altura del CdG,  $h = 267\text{mm}$
- Wheelbase,  $l = 1650\text{mm}$
- altura IC (svsa height) =  $300\text{mm}$
- Radio del neumático,  $R_W = 260,35\text{mm}$
- svsa length =  $4200\text{mm}$
- $\%_{\text{frenada frontal}} = 80\%$

$$\tan\phi_F = \frac{\text{altura IC}}{\text{svsa length}} \quad (7.3)$$

$$\%_{\text{anti-dive}} = \%_{\text{frenada frontal}} \cdot \tan\phi_F \cdot \frac{l}{h} \quad (7.4)$$

- **Anti-Squat**: El *anti-squat* es el parámetro anti que mide la resistencia al hundimiento del vehículo en el eje trasero, en caso de aceleración. En el E79 se ha impuesto un valor de 25%. En la figura 7.8 se muestra la expresión que lo define con una representación gráfica de los elementos implicados, y la ecuación 7.6 muestra su definición (de la que se obtiene el 25% de *anti-squat*).



**Figura 7.8** Elementos implicados con el parámetro *anti-squat* (Milliken 1995)

Para el E79:

- Altura del CdG,  $h = 267\text{mm}$
- Wheelbase,  $l = 1650\text{mm}$
- altura IC (svsa height) =  $381\text{mm}$
- Radio del neumático,  $R_W = 260,35\text{mm}$
- svsa length =  $3000\text{mm}$

$$\tan\theta_R = \frac{\text{altura IC} - R_W}{\text{svsa length}} \quad (7.5)$$

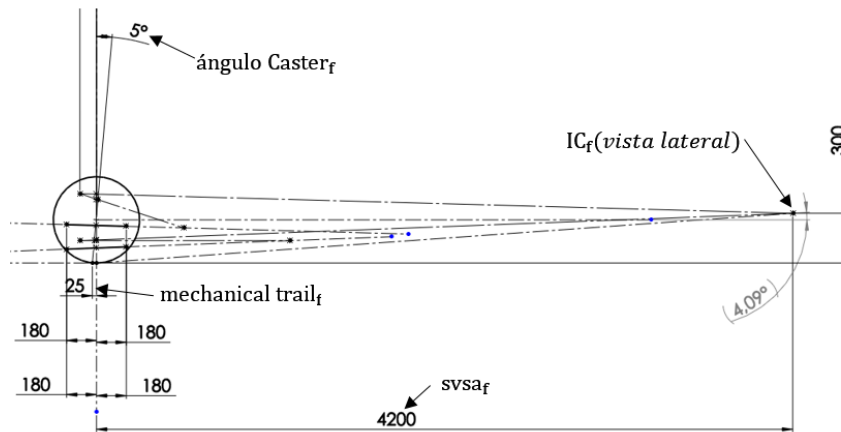
$$\% \text{anti-squat} = \frac{\tan\theta_R}{\frac{h}{l}} \cdot 100 \quad (7.6)$$

- **Anti-Lift [%]:** El *anti-lift* es el parámetro anti que mide el levantamiento de los ejes delantero (en caso de frenada) o trasero (en caso de aceleración). Como es deducible, estos dependen de las mismas variables que el *anti-dive* y el *anti-squat* (posición del *Instant Center* y porcentaje de frenada frontal). Por ello, no tiene sentido imponer los valores de *anti-lift*, ya que quedan completamente definidos por los otros dos.

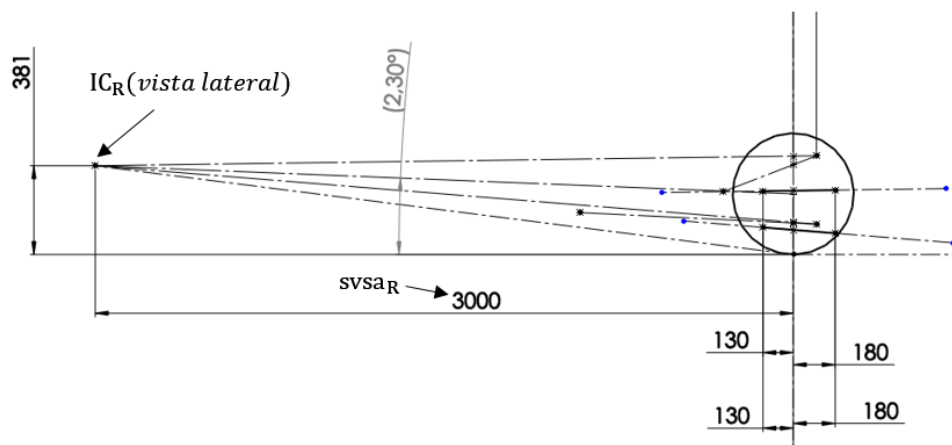
**Tabla 7.2.** Lista de parámetros impuestos para la vista lateral del E79

$l$ [mm]	Caster <sub>f</sub> [°]	svsa <sub>f</sub> [mm]	svsa <sub>r</sub> [mm]	altura IC <sub>f</sub> [mm]	altura IC <sub>r</sub> [mm]	mechanical trail <sub>f</sub> [mm]
1650	5	4200	3000	300	381	25

En la figura 7.9 se muestra la configuración final de la vista lateral para el eje delantero, y en la figura 7.10 para el trasero.



**Figura 7.9** Representación esquemática de la geometría lateral del E79 (eje delantero)

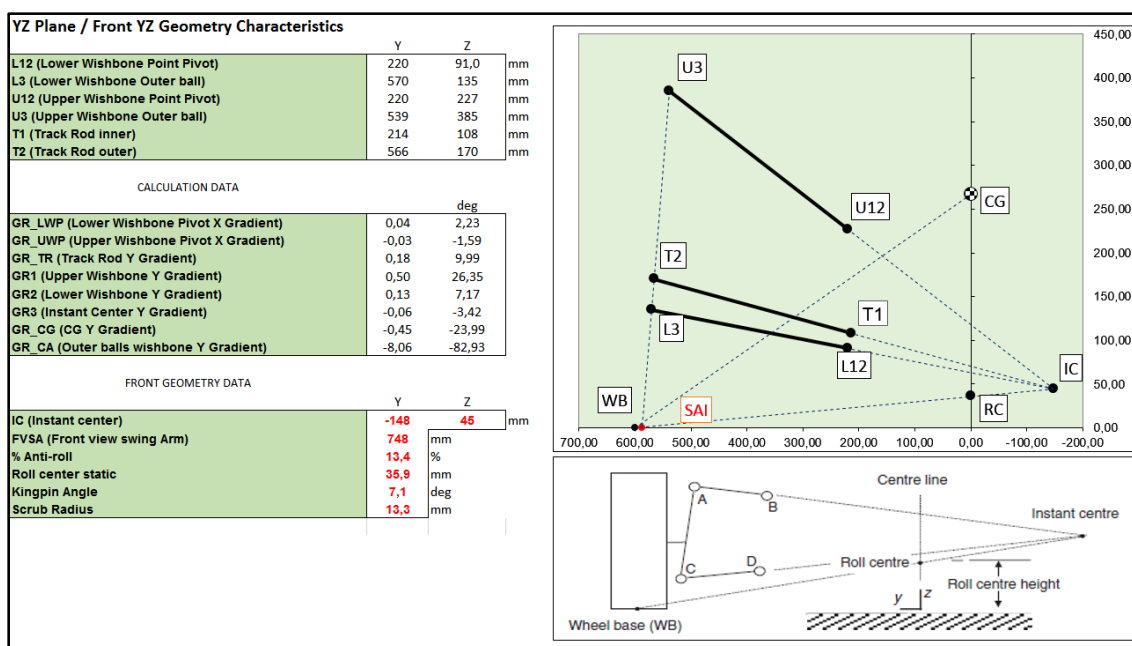


**Figura 7.10** Representación esquemática de la geometría lateral del E79 (eje trasero)

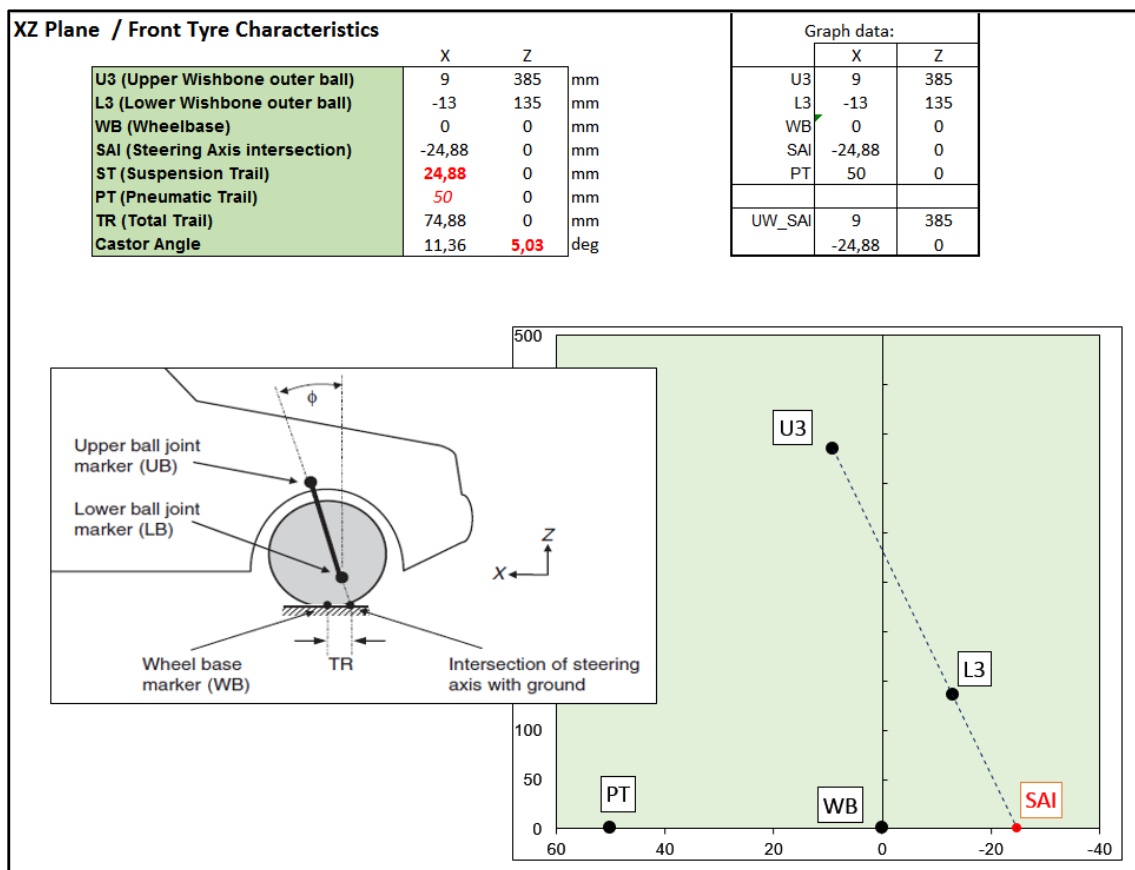
En este punto del diseño, tal y como se ha comentado previamente, se utilizará la hoja Excel de verificación de geometría para comprobar que los puntos impuestos realmente corresponden a los parámetros impuestos o deseados (si hasta ahora se habían obtenido puntos geométricos a partir de parámetros impuestos, ahora se imponen los puntos de la geometría, y de ellos se obtienen los parámetros correspondientes).

En el Anexo B.5 se muestran las coordenadas de los puntos que conforman la geometría de la suspensión del E79.

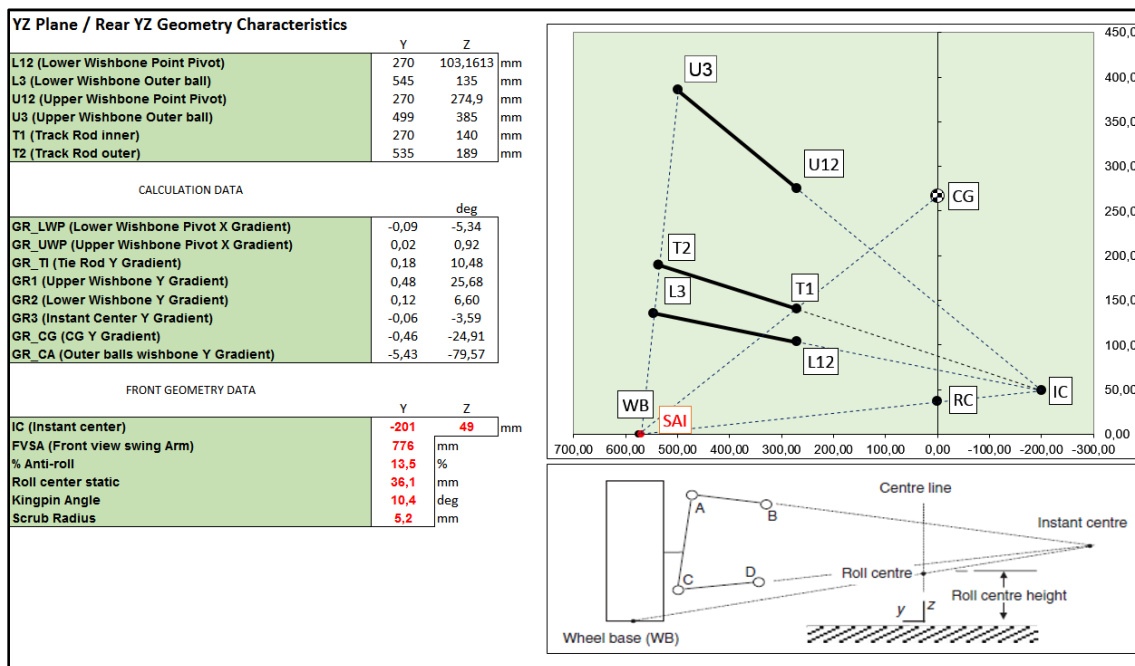
En las imágenes siguientes (figuras 7.11 a 7.14) se muestran fragmentos de la hoja de cálculo comentada en los que se muestran los valores de los parámetros obtenidos para los puntos previamente introducidos en la misma. En ellas se muestran las vistas frontal y lateral del eje delantero en primer lugar, y del eje trasero en segundo lugar.



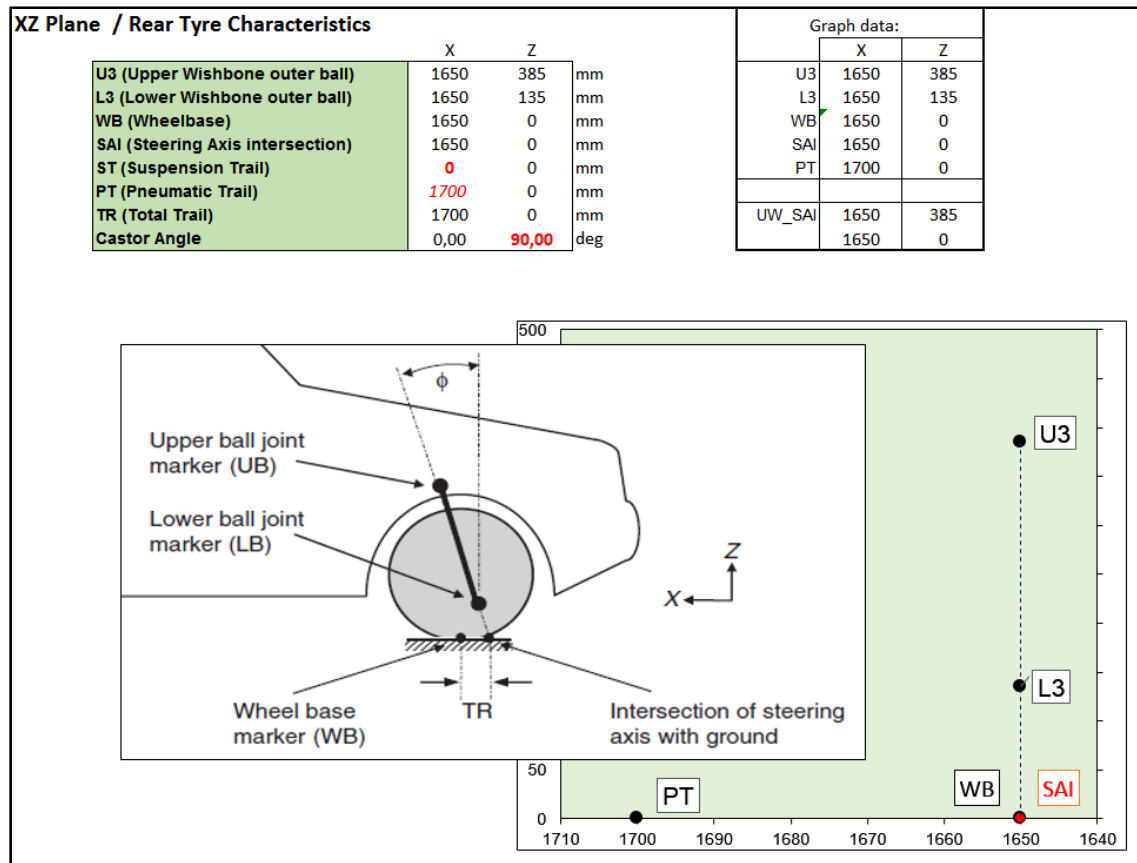
**Figura 7.11** Fragmento de la hoja de cálculo de la geometría (Anexo B.3). Geometría frontal del eje delantero



**Figura 7.12** Fragmento de la hoja de cálculo de la geometría (Anexo B.3). Geometría lateral del eje delantero



**Figura 7.13** Fragmento de la hoja de cálculo de la geometría (Anexo B.3). Geometría frontal del eje trasero



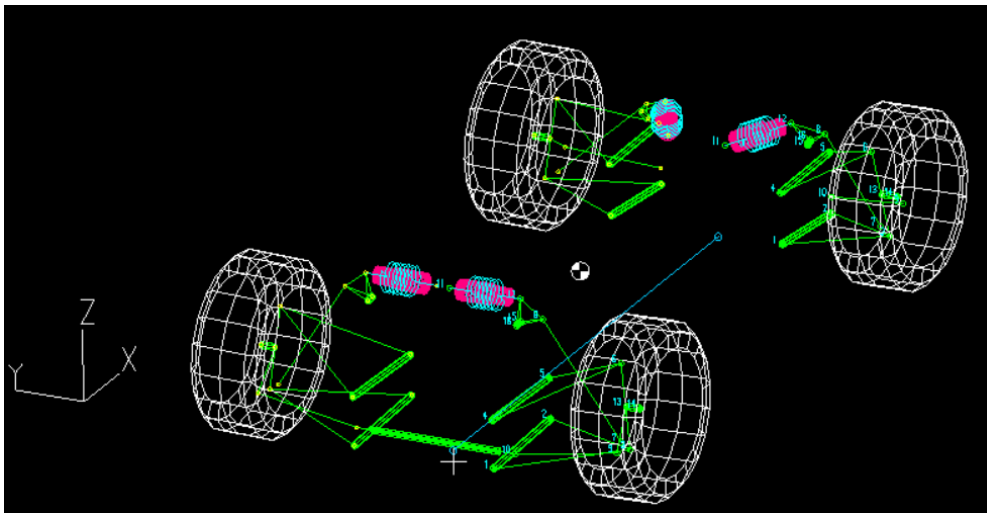
**Figura 7.14** Fragmento de la hoja de cálculo de la geometría (Anexo B.3). Geometría lateral del eje trasero

Como se puede comprobar, todos los valores (cifras en color rojo), son iguales a los determinados en la primera fase del diseño de la geometría, o son suficientemente cercanos a ellos como para menospreciar las discrepancias.

## 7.3.Implementación en el software *Lotus*

### *Suspension Analysis*

Una vez definida la geometría básica de las vistas frontal y lateral, tanto en el eje delantero como en el trasero, y habiendo verificado los valores obtenidos con la hoja de cálculo de verificación, se procede a implementarlos en el modelo del software *Lotus Suspension Analysis*, el cual ya ha sido creado y configurado previamente según las características del E79. En las figuras 7.15 y 7.16 se muestran la representación del vehículo según el programa, y los puntos que definen su configuración:



**Figura 7.15** Representación del E79 en *Lotus Suspension Analysis*

Front (-ve Y) Suspension Coords (3D)						Rear (-ve Y) Suspension Coords (3D)					
	Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label		Label	X (mm)	Y (mm)	Z (mm)	Long Label
1	1	-180.0000	-220.0000	84.0000	Lower wishbone front pivot	1	1	1520.0000	-270.0000	116.0000	Lower wishbone front pivot
2	2	180.0000	-220.0000	98.0000	Lower wishbone rear pivot	2	2	1830.0000	-270.0000	91.0000	Lower wishbone rear pivot
3	3	-13.0000	-570.0000	135.0000	Lower wishbone outer ball joint	3	3	1650.0000	-545.0000	135.0000	Lower wishbone outer ball joint
4	4	-180.0000	-220.0000	232.0000	Upper wishbone front pivot	4	4	1520.0000	-270.0000	272.0000	Upper wishbone front pivot
5	5	180.0000	-220.0000	222.0000	Upper wishbone rear pivot	5	5	1830.0000	-270.0000	277.0000	Upper wishbone rear pivot
6	6	9.0000	-539.0000	385.0000	Upper ball joint	6	6	1650.0000	-499.0000	385.0000	Upper ball joint
7	7	-12.0000	-542.0000	153.0000	Push rod wishbone end	7	7	1665.0000	-510.0000	154.0000	Push rod wishbone end
8	8	-25.0000	-313.0000	496.0000	Push rod rocker end	8	8	1781.5300	-283.0400	353.2000	Push rod rocker end
9	9	-89.0000	-568.0000	153.0000	Outer track rod ball joint	9	9	1760.0000	-535.0000	189.0000	Outer track rod ball joint
10	10	-102.0000	-250.0000	104.0000	Inner track rod ball joint	10	10	1830.0000	-270.0000	140.0000	Inner track rod ball joint
11	11	-27.0000	-20.0000	545.0000	Damper to body point	11	11	1540.0000	-90.0000	381.0000	Damper to body point
12	12	-27.0000	-245.0000	548.0000	Damper to rocker point	12	12	1736.3700	-199.4700	389.9300	Damper to rocker point
13	13	0.0000	-555.0000	259.1716	Wheel spindle point	13	13	1650.0000	-525.0000	259.5268	Wheel spindle point
14	14	0.0000	-600.0000	260.3500	Wheel centre point	14	14	1650.0000	-575.0000	260.3996	Wheel centre point
15	15	-9.2000	-235.0000	470.6000	Rocker axis 1st point	15	15	1729.9100	-252.1500	333.1900	Rocker axis 1st point
16	16	-39.2000	-235.0000	469.4000	Rocker axis 2nd point	16	16	1720.1000	-267.8400	356.8100	Rocker axis 2nd point

**Figura 7.15** Coordenadas de la suspensión del E79 en *Lotus Suspension Analysis*

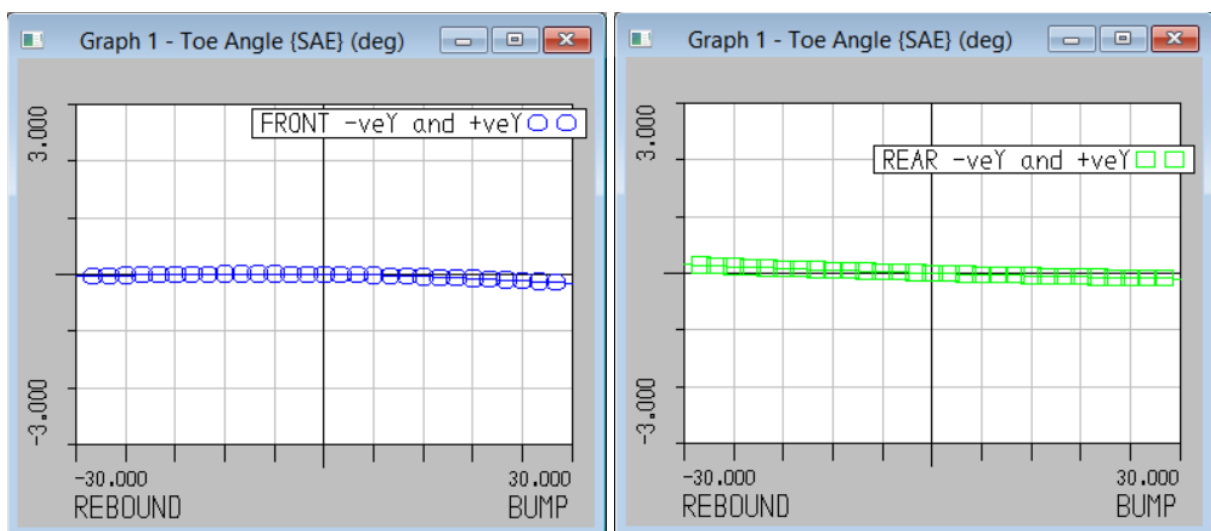
De este software, se pretende extraer las curvas que definen el comportamiento básico de la suspensión en ciertas condiciones de movimiento, además de poder ver las fuerzas generadas en los elementos de la suspensión en estas condiciones. Las tres situaciones simuladas son: *Bump-Rebound* (movimiento vertical simétrico de las ruedas), *Roll* (Rotación del vehículo sobre el eje X) y *Steer* (extensión de la cremallera de dirección del vehículo). La combinación de condiciones y análisis de hipótesis más complejas se realizará en el siguiente paso del diseño, con el software *MSC Adams Car*.

De cada uno de los parámetros controlados, se mostrarán una imagen representativa de la parte frontal, y una de la parte trasera.

### 7.3.1. Condición *Bump-Rebound*:

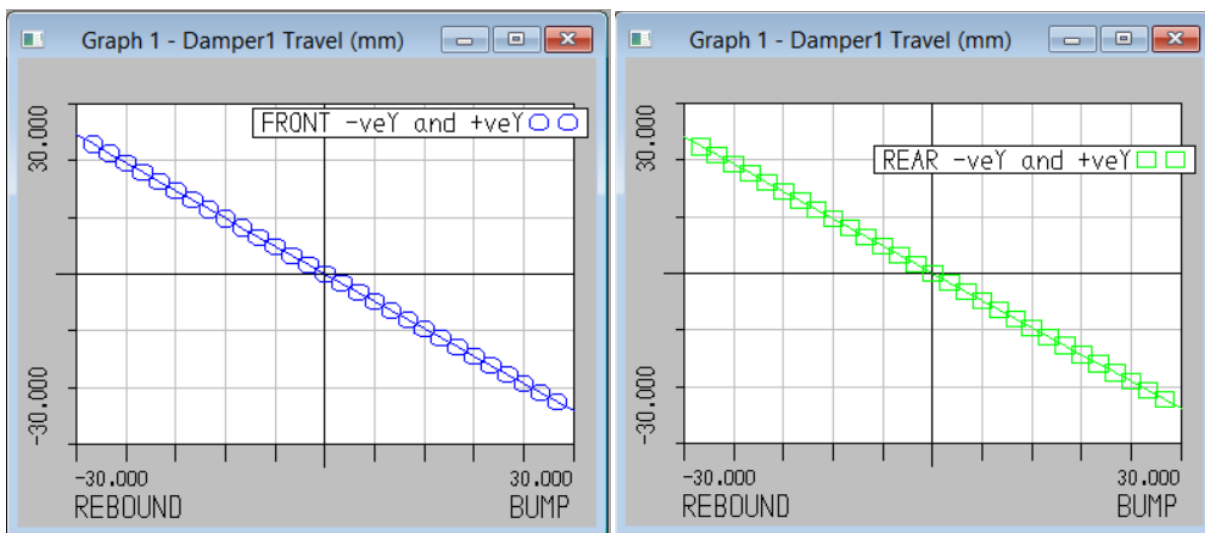
En este escenario, todas las ruedas del vehículo realizan simultáneamente un recorrido de +30mm (*bump*) a -30mm (*rebound*) en dirección vertical, simulando el movimiento básico en situación de frenada, aceleración o superación de un badén o socavón). Los datos básicos que nos interesa obtener durante este recorrido son:

- Ángulo *Toe*: Para controlar el ya definido efecto *bump-steer* (pág. 96), debe suceder que no haya ganancia de ángulo *Toe* durante el recorrido vertical de las ruedas. En la figura 7.16 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede comprobar que para el E79 se obtiene un efecto *bump-steer* prácticamente nulo (no es posible anularlo en su totalidad, pero si hasta variaciones menospreciables), tanto en el eje delantero como el trasero.



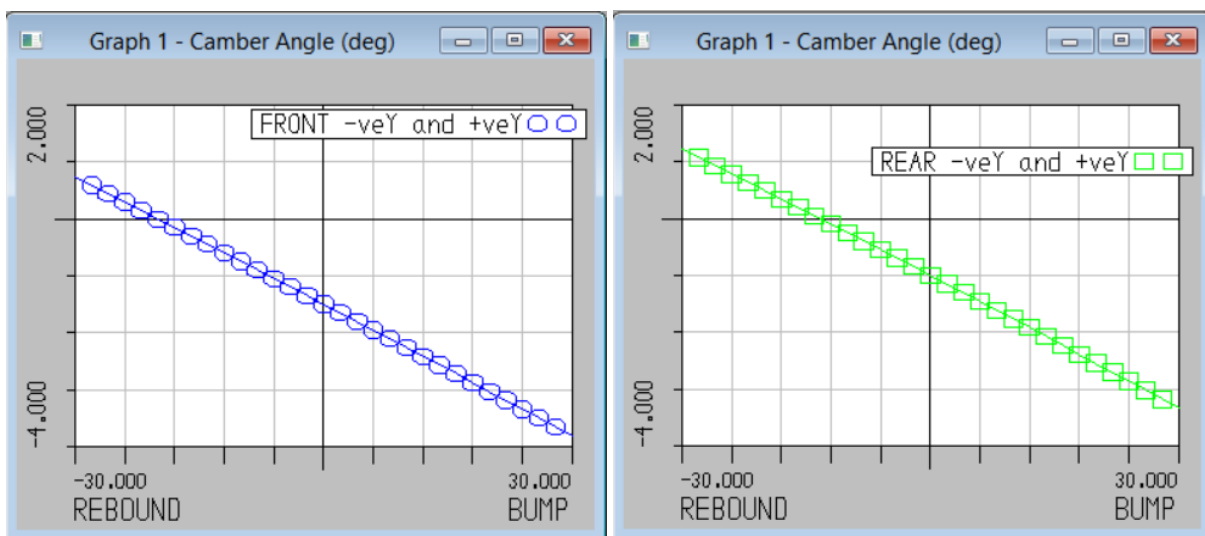
**Figura 7.16** Representación del ángulo toe vs Bump-Rebound para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)

- Recorrido del amortiguador: El recorrido del amortiguador debe cumplir aproximadamente los 50mm de recorrido con los 60mm de recorrido total vertical de la rueda, para que el Installation Ratio considerado hasta este punto se pueda considerar como correcto (debería ser muy cercano al valor mencionado, o en todo caso ligeramente inferior para no exceder el recorrido máximo del amortiguador). En la figura 7.17 se puede comprobar que sí que se cumple, ya que se dan valores de +24mm hasta -24,2mm, tanto en el eje delantero como el trasero (los Installation Ratio son los mismos en ambos casos).



**Figura 7.17** Representación del recorrido del amortiguador vs Bump-Rebound para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)

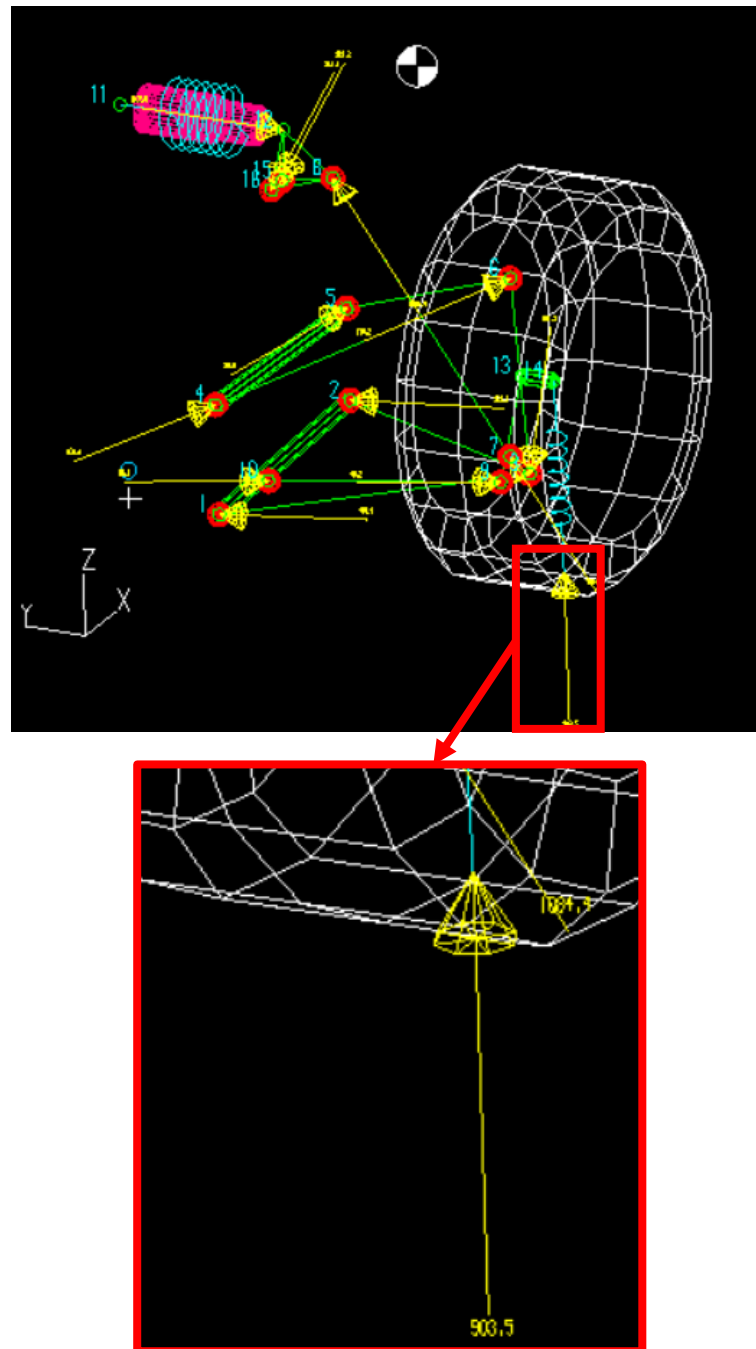
- Ángulo *camber*: Quizás el más importante parámetro a controlar. Hay que asegurarse de que adquiere valores cercanos a los deseados (Tasa de variación de *camber*, pág. 94). En la figura 7.17 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede apreciar un incremento de *camber* ( $\Delta_{camber}$ ) de  $4,5^\circ$  (tanto frontal como trasera) a lo largo del recorrido realizado, el cual es muy cercano a los  $4,6^\circ$  deseados:



**Figura 7.17** Representación del ángulo *camber* vs Bump-Rebound para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)



- Fuerzas generadas: En las imágenes siguientes se muestra un ejemplo de cómo el software calcula y muestra las fuerzas generadas en cada uno de los componentes del conjunto. Por el momento no tiene demasiada utilidad (en la sección de dimensionado de componentes se utiliza para conocer las fuerzas para casos hipotéticos en los que se encontrará el vehículo (véase Anexo D). En este apartado, nos interesa verificar que la carga vertical del neumático en situación estática es parecida a la calculada (véase pág. 21 del anexo D.2.1). Efectivamente, en la figura 7.18 se puede observar una carga vertical de 903,5N frente a los 908N teóricos.



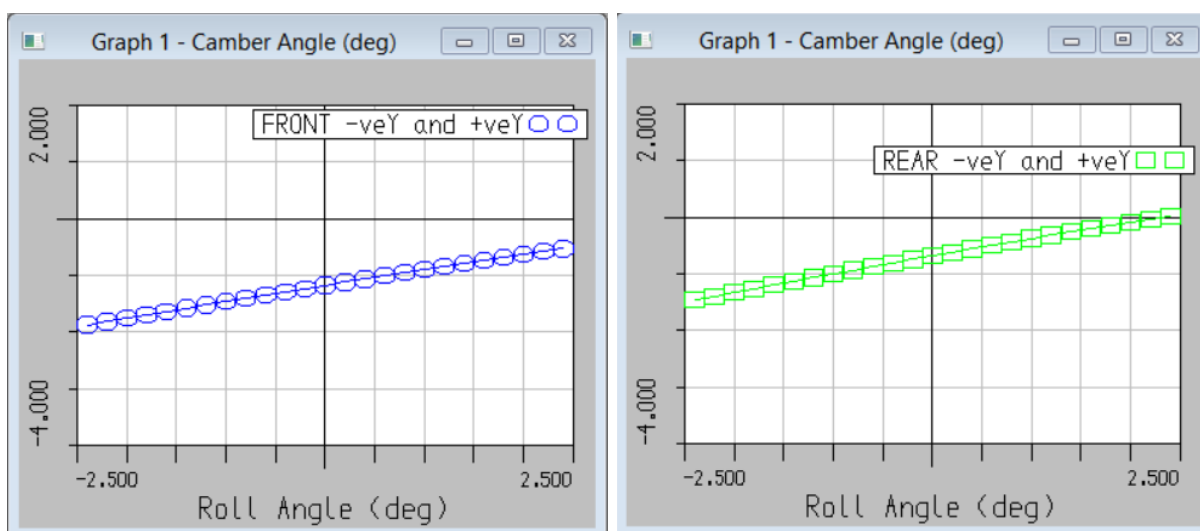
**Figura 7.18** Ejemplo de representación de fuerzas en Lotus Suspension Analysis

### 7.3.2. Condición Roll:

En este escenario, el chasis del vehículo (y todos los componentes de masa suspendida) rotan de  $+2,5^\circ$  a  $-2,5^\circ$  respecto al eje X, simulando el movimiento básico en condición de curva. Los datos básicos que nos interesa obtener durante este recorrido son:

- **Ángulo *camber*:** En esta condición también existe variación de ángulo *camber*, el cual debe ser mantenido en valores aceptables y que favorezcan la adherencia del neumático y generación de fuerza lateral del mismo en situación de curva. Hay que tener presente que toda alteración en favor de mejorar una variación de *camber*, ya sea en la condición *bump-rebound* o *roll*, suele afectar de manera contraria en los valores de la otra condición. Por esto hay que controlar la influencia de ambas condiciones y dar preferencia a una u otra. Además, hay que considerar la influencia de la condición *steer* en la condición *roll* (figura 7.23), dado que por lo general son condiciones que se dan simultáneamente en el paso por curva.

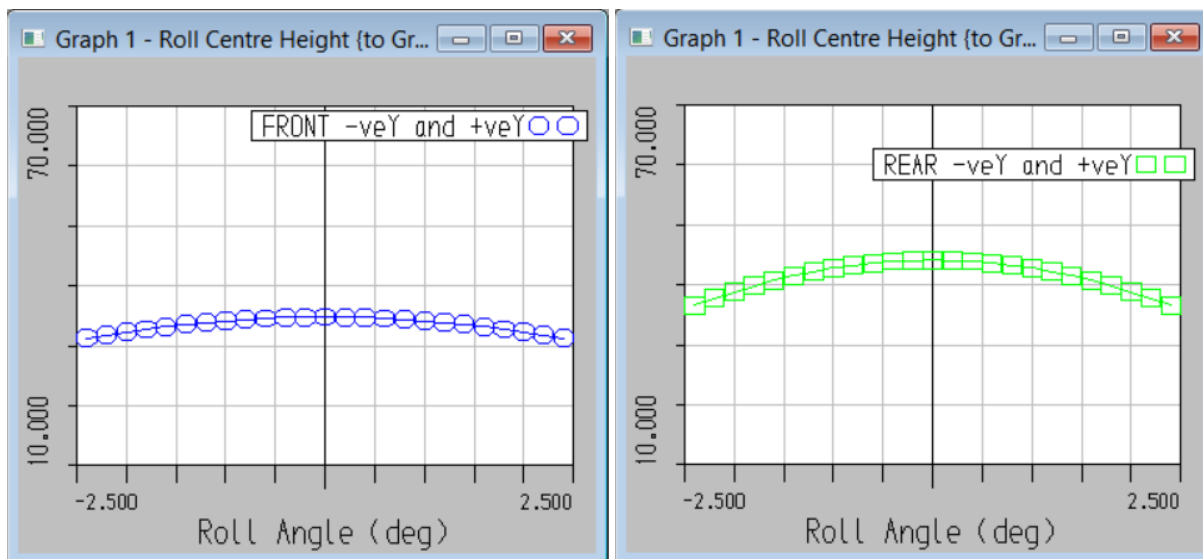
En la figura 7.19 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede apreciar un ángulo *camber* entre  $-2^\circ$  y  $-1^\circ$  para el eje delantero, y entre  $-1,6^\circ$  y  $-0,5^\circ$  para el eje trasero.



**Figura 7.19** Representación del ángulo *camber* vs Roll para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)

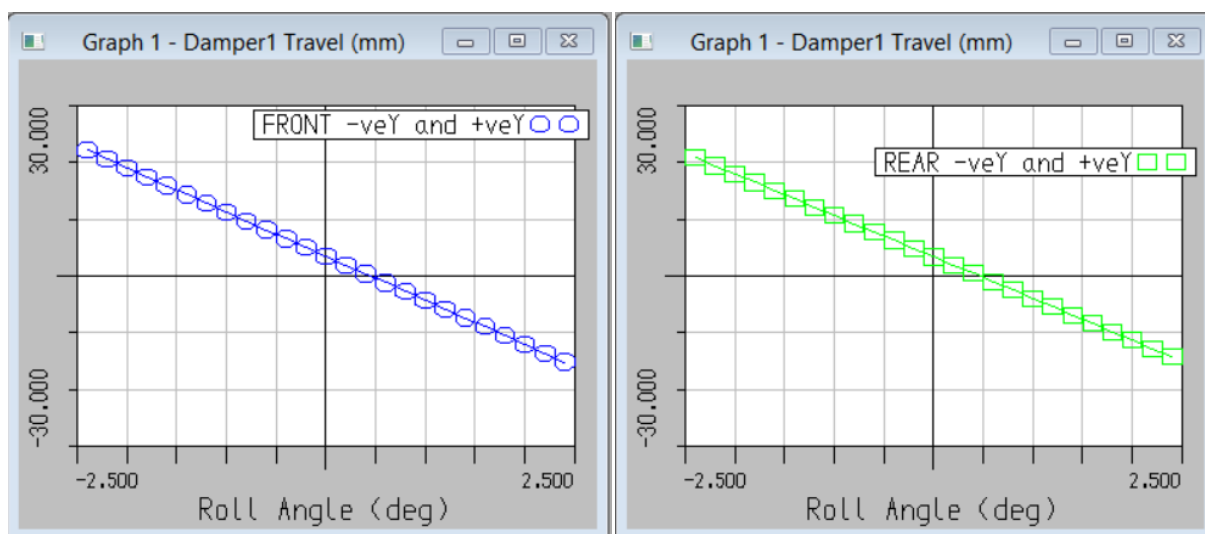
- **Altura del *Roll Center*:** Este es un valor importante en la condición de curva, dado que afecta directamente al efecto de las fuerzas laterales recibidas por el vehículo. Se debe procurar mantener su valor lo más constante posible durante el balanceo del chasis (dentro de cierto margen), ya que esta altura afecta directamente a las consecuencias de las fuerzas laterales experimentadas por el vehículo. En la figura 7.20 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede ver como en el eje frontal sus valores fluctúan entre los 34,8mm estáticos (altura prácticamente coincidente con los 35mm impuestos en el análisis estático, pág. 96) y unos 31,2mm. Para el eje trasero se obtiene una altura estática de 44,1mm (muy cercana a los 45mm impuestos en el análisis estático, pág.

96), y llega hasta un valor de 36,6mm. Aunque en el eje trasero haya más variación que en el frontal, no se considera de gran relevancia y sería complicado poder predecir las consecuencias de ello.



**Figura 7.20** Representación de la altura Roll Center vs Roll para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)

- Recorrido del amortiguador: Este dato es relevante únicamente porque no debe superar el valor máximo permitido por el amortiguador (de +25mm a -25mm). En la figura 7.21 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede comprobar que el recorrido del amortiguador en la condición Roll se mantiene entre +19,4mm y -20,5mm, tanto para el eje delantero como para el trasero (esto se debe a que los *Installation Ratio* son los mismos en ambos casos):

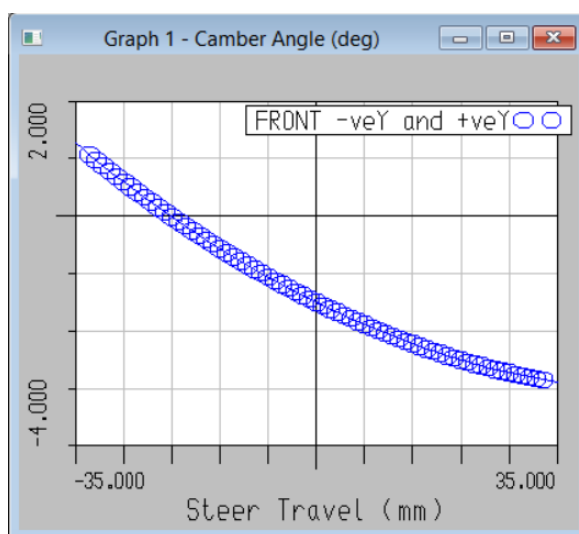


**Figura 7.21** Representación del recorrido del amortiguador vs Roll para el eje delantero (izquierda) y eje trasero (derecha)

### 7.3.3. Condición Steer:

Esta condición simula el recorrido completo de la cremallera de dirección (35mm para cada sentido del eje Y), lo que genera una variación de ángulo Toe en las ruedas delanteras (para este caso el eje trasero es irrelevante). Lógicamente, para esta condición únicamente nos interesa el comportamiento del tren delantero del E79. Los datos básicos que nos interesa obtener durante este recorrido son:

- Ángulo *camber*: La inclinación del eje *kingpin* (ángulo *kingpin* y ángulo *caster*) hace que el ángulo *camber* varíe su valor con el recorrido de la dirección. En la figura 7.22 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa.

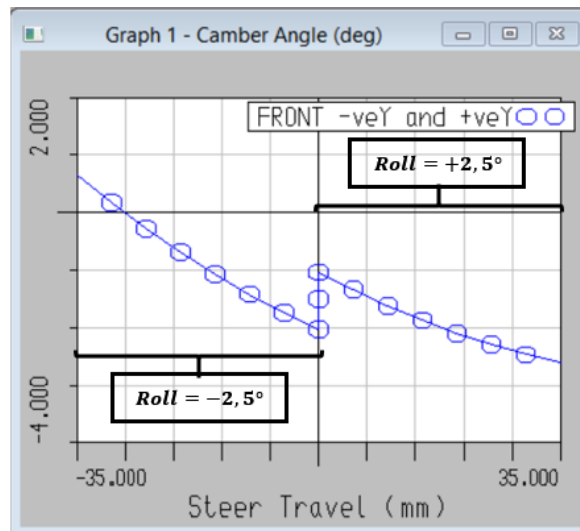


**Figura 7.22** Representación del ángulo *camber* vs *Steer* para el eje delantero

Se puede ver que sus valores se mantienen dentro de un rango ligeramente más elevado que en las condiciones anteriores (de  $+1,2^\circ$  a  $-2,9^\circ$ ). La razón de esto es la influencia de la condición *Roll* sobre la condición *Steer*.

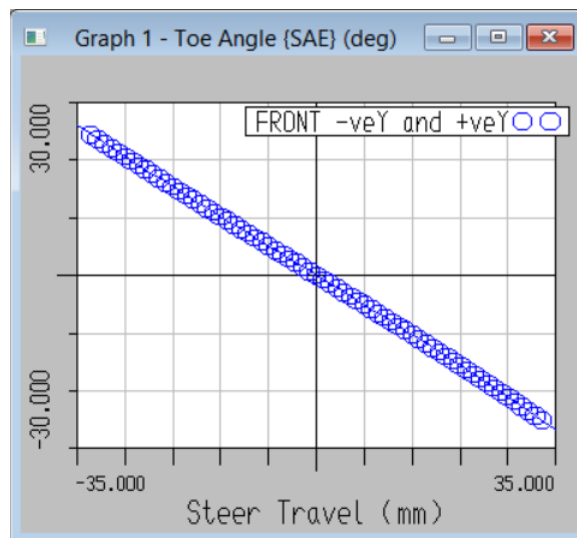
En una situación de paso por curva (cuando se realiza trabajo con la dirección), ambas condiciones se combinan, alterando los ángulos *camber* obtenidos. Se debe procurar diseñar una geometría que contemple estas influencias.

En la figura 7.23 se muestra el gráfico obtenido combinando el recorrido total de la dirección, al mismo tiempo que el vehículo se encuentra en posiciones de  $+2,5^\circ$  y  $-2,5^\circ$  de *Roll*. Los valores de *camber* obtenidos son más razonables que los obtenidos en las dos condiciones por separado (valores entre  $+0,6^\circ$  y  $-2,6^\circ$ ).



**Figura 7.23** Representación del ángulo camber vs Steer, con influencia de la condición Roll para el eje delantero

- Ángulo Toe: De hecho este valor no tiene demasiada relevancia en la suspensión, pero se trata de una magnitud directamente relacionada con el recorrido de la dirección (la relación es lineal como se puede comprobar en la figura 7.24) y es conveniente conocer los valores máximo y mínimo de ángulo Toe que las ruedas delanteras van a adquirir. En la figura 7.24 se muestra el gráfico obtenido del programa que lo representa, y se puede comprobar que este ángulo adquiere valores entre 26° (Toe-out) y 27° (Toe-in):



**Figura 7.24** Representación del ángulo toe vs Steer para el eje delantero

Tras haber estudiado los gráficos obtenidos con *Lotus Suspension Analysis*, se puede tener una noción importante de cómo trabaja la suspensión del E79. Aun así, si se desea ser capaz de predecir con más exactitud el comportamiento real

que tendrá el monoplaza, es necesario emplear una herramienta de simulación dinámica más potente y completa, como por ejemplo el software *MSC Adams Car*.

Las simulaciones con *MSC Adams Car* representan una gran mejora respecto a las realizadas hasta este punto debido a que se pueden contemplar situaciones mucho más complejas y cercanas a la realidad. Como mejora importante, en el caso de este estudio las simulaciones con este programa han permitido contemplar las características de los amortiguadores que irán montados en el E79 (datos proporcionados por el fabricante), y considerar su influencia.

El proceso de análisis dinámico con este nuevo software se comenta extensamente en el capítulo 8.

# **CAPÍTULO 8:**

# **ANÁLISIS DINÁMICO**

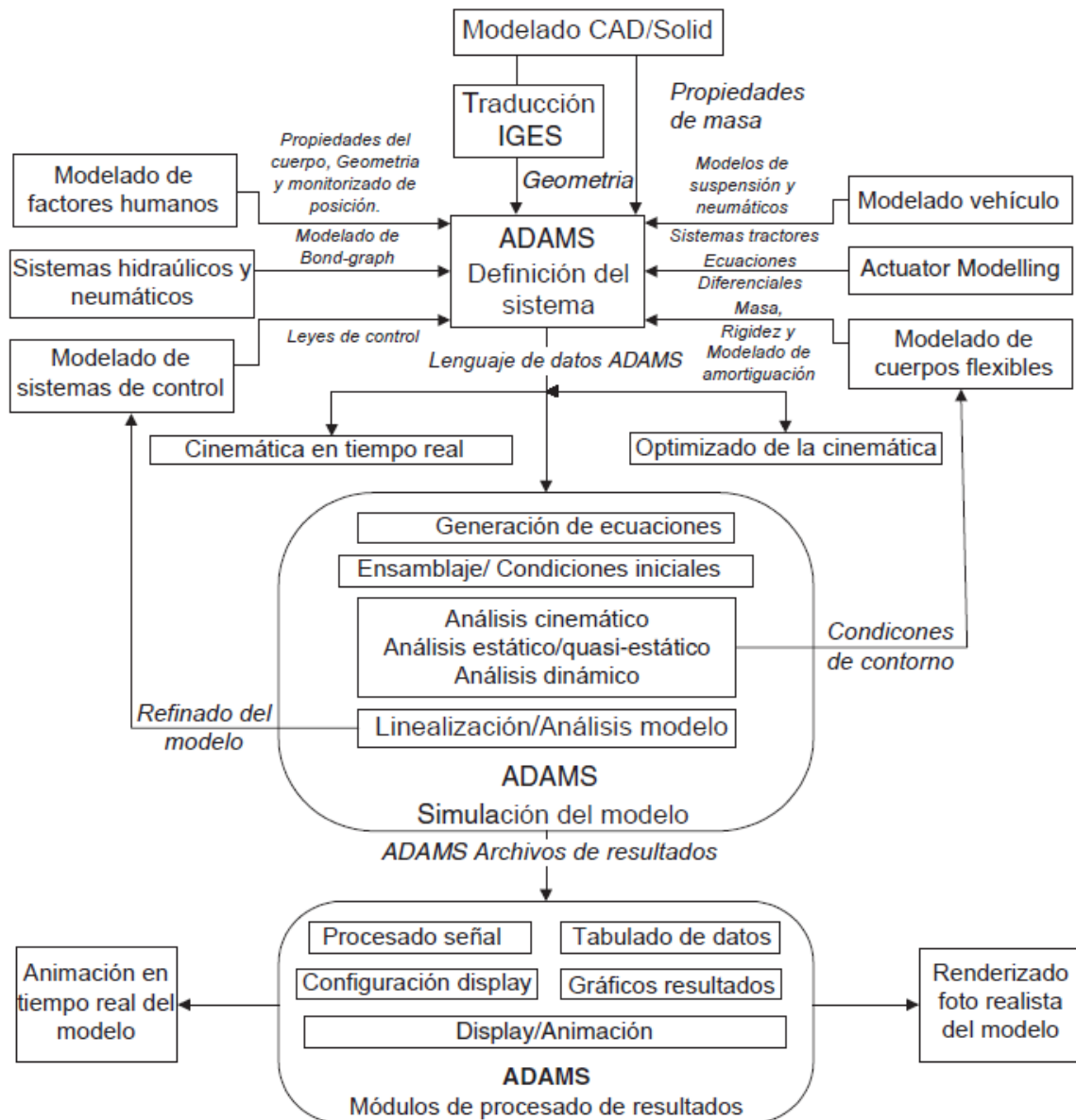
# **CON MSC ADAMS CAR**

Existen una gran cantidad de softwares comerciales que pueden ser usados para realizar un análisis de sistemas *multibody*. Este análisis permite estudiar el comportamiento dinámico de cuerpos rígidos o flexibles interconectados entre sí, permitiendo y restringiendo a su vez los grados de libertad de movimiento de los cuerpos.

El código principal de este tipo de software consiste en un gran número de programas integrados que realizan estudios de movimiento, estáticos, cuasi estáticos y análisis dinámicos de sistemas mecánicos. Además del programa principal, este tipo de software tiene otros complementos que permiten introducir otros datos como las características de los neumáticos, de los muelles y amortiguadores. Una vez el modelo ha sido definido el *solver* principal genera las ecuaciones de movimiento y las soluciona automáticamente. El uso combinado de estos sistemas pueden hacer que el desarrollo de prototipos virtuales sean más precisos y poder simular condiciones reales de trabajo a las que el vehículo será sometido.

En nuestro caso se utilizará el software de *MSC Adams*, para realizar el estudio final y verificar que realmente la geometría introducida para los componentes seleccionados trabajará del modo en que se tenía pensado y ajustarlo sino fuera lo deseado. El modelo utilizado tendrá representaciones del cuerpo a sostener (masa suspendida), los brazos de suspensión, el sistema de dirección, los ejes de tracción (en nuestro caso en las ruedas posteriores) y finalmente los neumáticos.

A continuación (figura 8.1) se detalla el modo en como este tipo de software trabaja:



**Figura 8.1** Diagrama operacional del software MSC Adams

El primer paso en cualquier simulación es preparar el conjunto de datos que definirán el modelo. Todo este conjunto de datos incluirá una descripción de los cuerpos rígidos, las juntas o conexiones, los generadores de movimiento (lineal, rotatorio, etc.) las fuerzas y la características mecánicas de los elementos.

Para todos los cuerpos rígidos es necesario definir su masa, centro de gravedad, y los momentos de inercia. Además cada cuerpo tendrá una serie de coordenadas que lo definen de manera global y local y se considera que se moverán con el cuerpo durante la simulación. Además, estos puntos los usa el software para definir durante el cálculo la localización del centro de gravedad del cuerpo, la localización y orientación de las juntas mecánicas y finalmente la dirección y sentido de las fuerzas.

El siguiente paso para construir el modelo es el de definir las fuerzas externas e internas. Las fuerzas externas pueden ser constantes, variables en función del



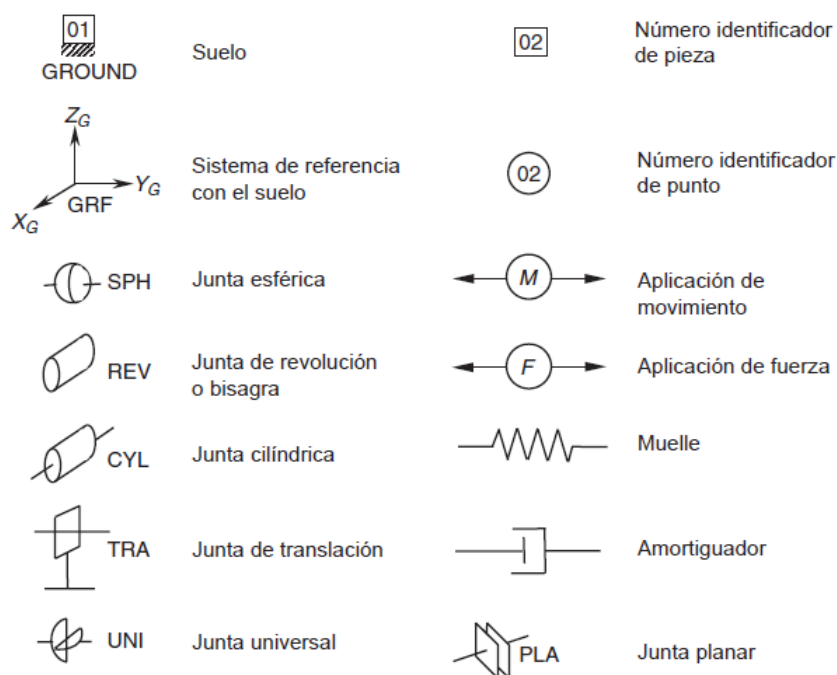
tiempo o función de algún otro elemento. Pueden ser aplicadas de forma global en el sistema o pueden actuar de forma local en alguna parte, haciendo que esta fuerza siga al cuerpo durante la simulación. En cambio, las fuerzas internas son las que interactúan entre dos cuerpos en concreto, por ejemplo para representar un muelle, un amortiguador, juntas mecánicas o topes de goma. Estas fuerzas se pueden representar en un diagrama de cuerpo libre para cada elemento ya que son fuerzas de acción-reacción por lo que siempre son iguales y de sentido contrario en las dos partes conectadas por el elemento donde esta aplicada la fuerza. Además se pueden incluir desplazamientos “forzados” definido en alguna conexión o junta siendo constante o variable en el tiempo. Este desplazamiento puede ser lineal o rotatorio, e incluiría otra restricción a la hora de realizar el cálculo haciendo restando un grado de libertad.

Otra buena opción que permite el software es definir todos los modelos que puedan ser tratados como elementos flexibles o juntos que puedan tener una cierta elasticidad. Esto es aplicada a elementos como las juntas de goma, barras que trabajen de manera flexible (por ejemplo barras de torsión o estabilizadoras), o elementos donde realmente sea necesario tener en cuenta su rigidez y capacidad de amortiguamiento. En nuestro caso, esta opción ha quedado por defecto en el programa ya que se requieren conocimientos más extensos para poder definir en el sistema partes con estas características.

Es importante que en modelos con vehículos se introduzcan los parámetros del neumático y las fuerzas asociadas en el neumático que interactúan entre el neumático y la pista. Para cada rueda del vehículo el software las tres fuerzas ortogonales y los tres pares actuando en el centro del neumático a consecuencia de las fuerzas que interactúan en la huella de contacto. De nuevo, se han introducido los parámetros básicos estudiados en el apartado de neumáticos para caracterizar las cuatro ruedas, pero se requiere un estudio mucho más profundo para realmente introducir la forma de interactuar la pista con la huella de contacto.

## 8.1. Planeando el modelo

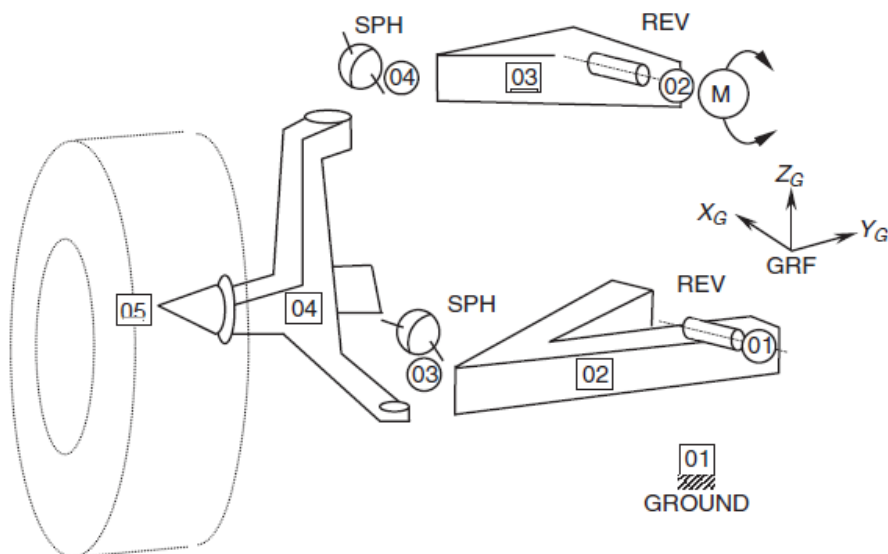
En nuestro caso, el objetivo de las simulaciones es verificar el modelo y comprobar que realmente la suspensión frontal y posterior están trabajando del modo en el que se tenía pensado, así como simular el conjunto del vehículo en pruebas que se verán posteriormente. Por ello se utiliza una plantilla de suspensión, dirección, transmisión y chasis modificada para definir exactamente las características de nuestro vehículo. Es importante conocer como están funcionando los modelos y cómo interactúan las partes a nivel global y entre sí; de modo que a continuación, en la figura 8.2, se representan todo el tipo de juntas e *inputs* (datos de entrada):



**Figura 8.2** Tipos de juntas e inputs usados por MSC Adams

Teniendo esto en cuenta es necesario realizar un esquema simple que ilustra nuestro modelo definiendo las partes, juntas, los posibles movimientos en las partes/juntas y las fuerzas. Además el modelo incluirá muelles, amortiguadores y barras que puedan ser flexibles.

El esquema simple es importante porque sirve para hacerse una idea como se implementará el modelo en el software y que número de grados de libertad tendrá el sistema para desarrollar y entender el mecanismo que se está introduciendo. En el caso del E79, tanto la suspensión frontal como la trasera están compuestas por un sistema de paralelogramo deformable o de doble triángulo. En el esquema (figura 8.3 y tabla 8.1) se simplifica tan sólo esquematizando los brazos de suspensión y como interactúa con el conjunto de la rueda.

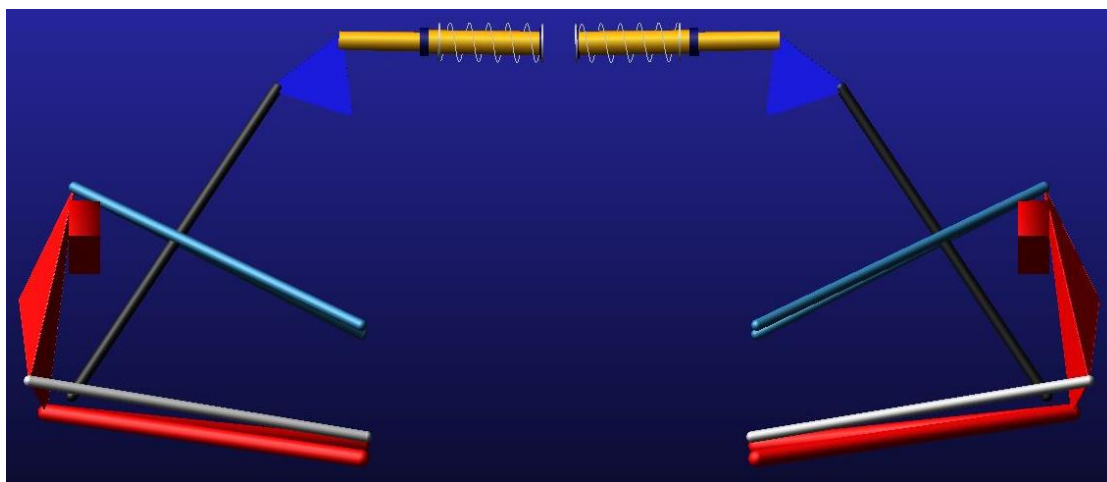


**Figura 8.3** Representación del esquema simple de MSC Adams

**Tabla 8.1** Tabla asociada al esquema simple de MSC Adams

NÚMERO JUNTA		NÚMERO PARTE	
<b>01</b>	Junta de revolución o bisagra trapecio superior	<b>01</b>	Suelo
<b>02</b>	Junta de revolución o bisagra trapecio inferior	<b>02</b>	Trapecio inferior
<b>03</b>	Junta esférica o rótula trapecio superior - mangueta	<b>03</b>	Trapecio Superior
<b>04</b>	Junta esférica o rótula trapecio inferior - mangueta	<b>04</b>	Mangueta
		<b>05</b>	Rueda

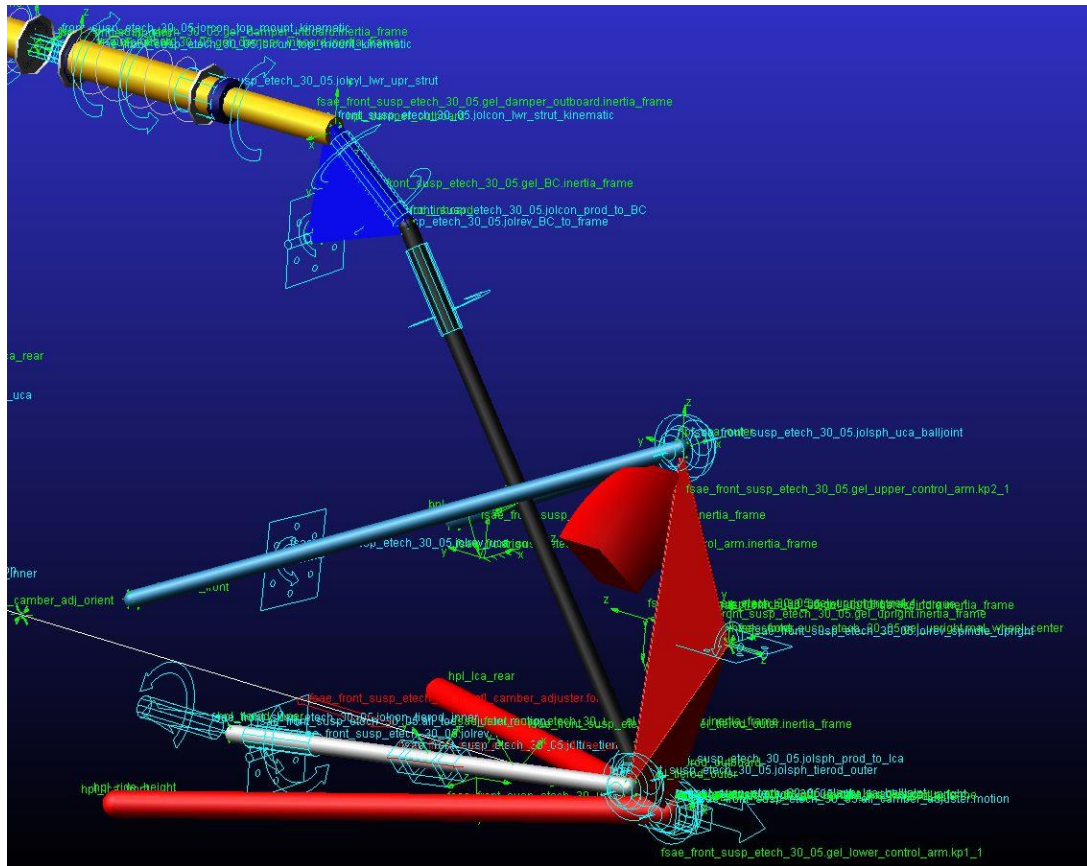
A partir de aquí se introducen el resto de componentes para crear el sistema de suspensión frontal. Todos estos componentes tienen unas relaciones geométricas descritas en el Anexo B.3 y han sido dimensionados previamente. Para introducirlos se han introducido las coordenadas de unos puntos que definen completamente el sistema y el modo en el que se comportará en las simulaciones. Es por esto que estos puntos y distancias entre ellos han sido estudiados previamente para empezar con una base sólida y prever cuáles serán sus resultados. El conjunto de la suspensión frontal toma la siguiente forma:



**Figura 8.4** Representación del conjunto de la suspensión delantera en MSC Adams

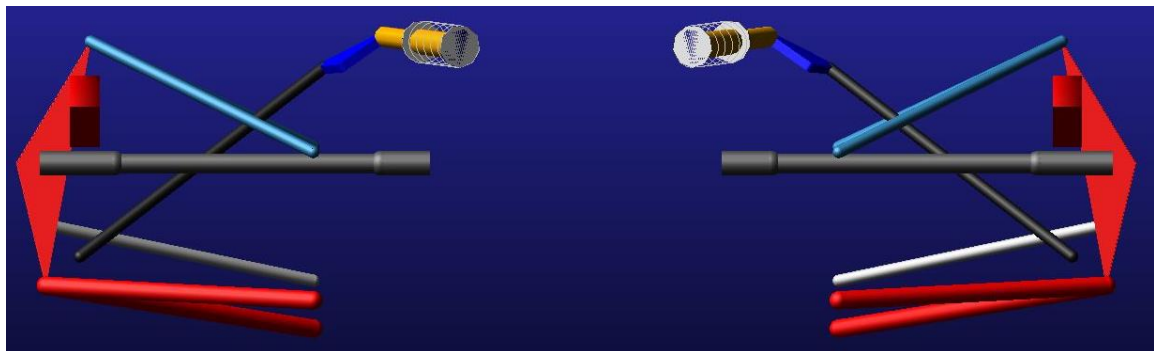
Como se puede apreciar el sistema de suspensión es simétrico por lo que la geometría de un lado es totalmente análoga a la del lado opuesto. Esto en nuestro vehículo es aplicable ya que es un vehículo diseñado para circuitos con virajes hacia ambos lados sin preferencia hacia ningún lado en concreto.

Por lo tanto, haciendo visible todas las juntas y el tipo que son, una mitad del sistema de la suspensión delantera queda de la forma siguiente:



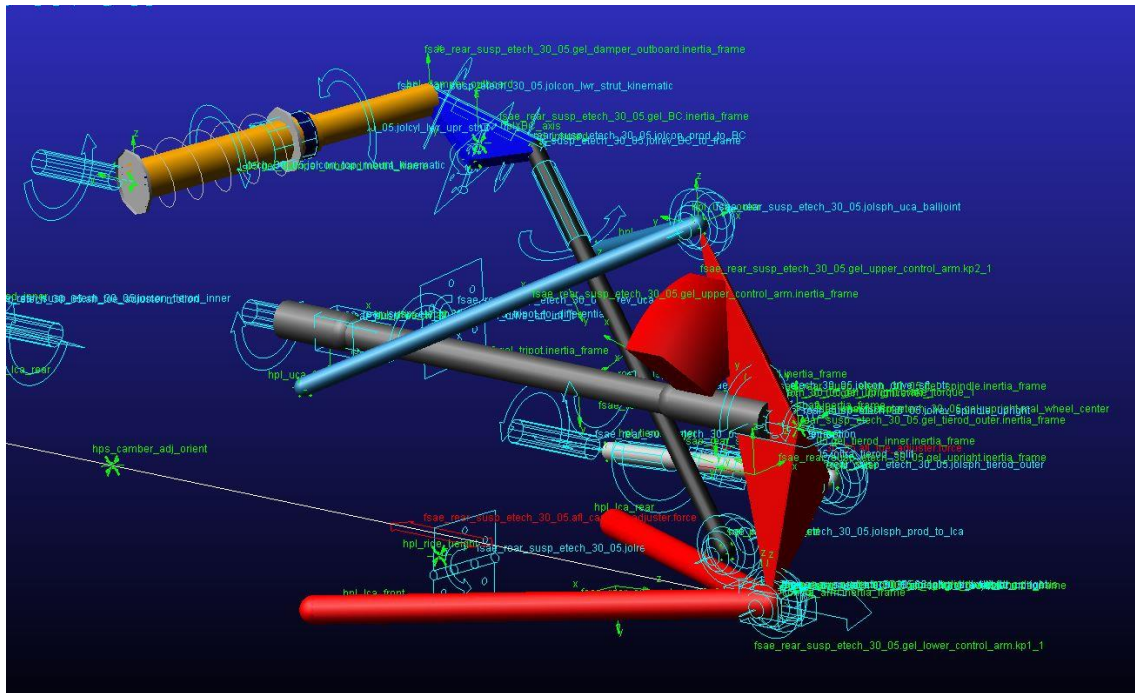
**Figura 8.5** Representación de juntas en la suspensión delantera del E79

La parte trasera, por requisitos con otras partes del vehículo tiene exigencias distintas a las de la parte delantera. Se debe de tener en cuenta que en la parte trasera está el sistema tractor del vehículo por lo que el eje de transmisión debe ir a parar a la rueda para poder transmitir el movimiento. Esto dificulta el diseño del sistema *push-rod* aplicado tanto en la parte frontal como en la parte trasera. Por esta exigencia se decide abatir de tal modo que la suspensión trasera queda de la siguiente forma:



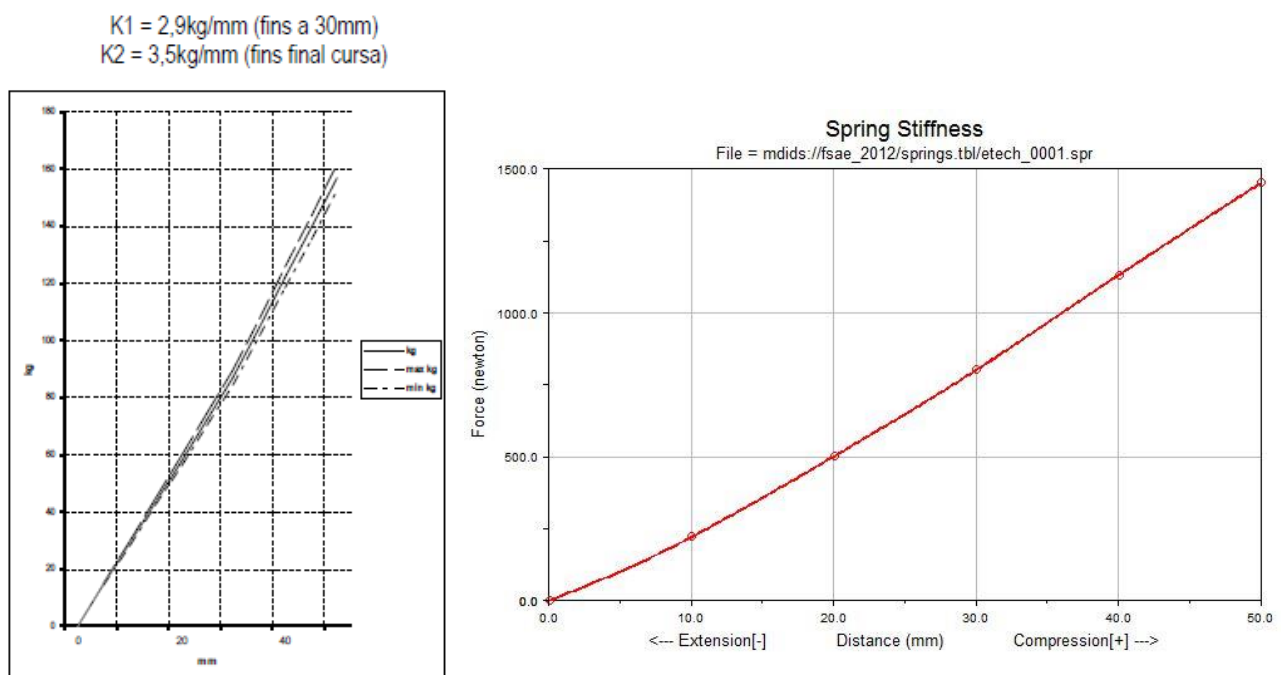
**Figura 8.6** Representación del conjunto de la suspensión trasera en MSC Adams

Del mismo modo que se ha hecho con la suspensión frontal, la parte posterior también es simétrica así que haciendo visible de nuevo todas las juntas e interacciones entre las partes, la suspensión trasera queda de la siguiente forma:

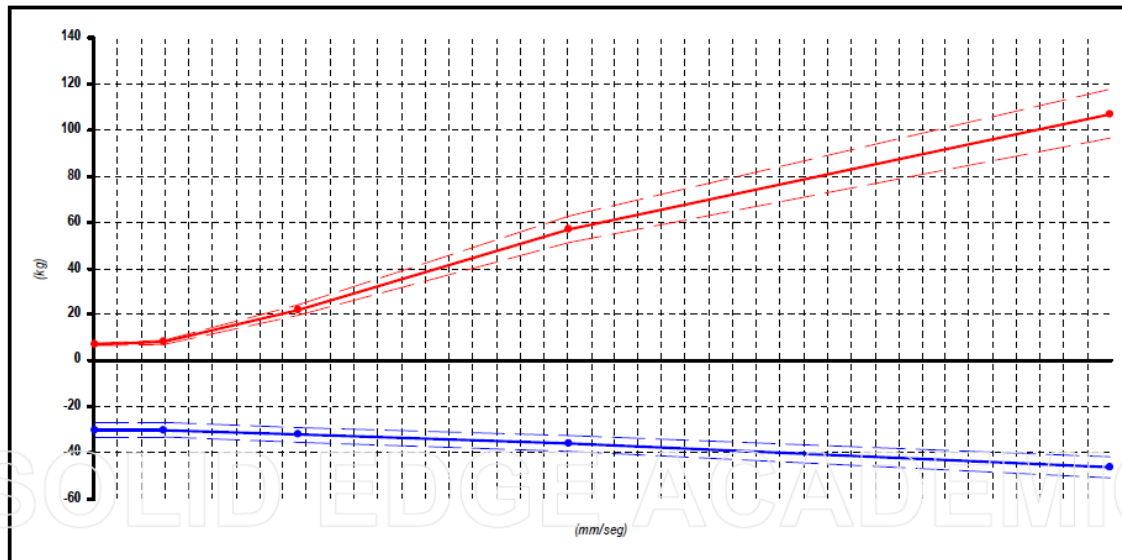


**Figura 8.7** Representación de juntas en la suspensión trasera del E79

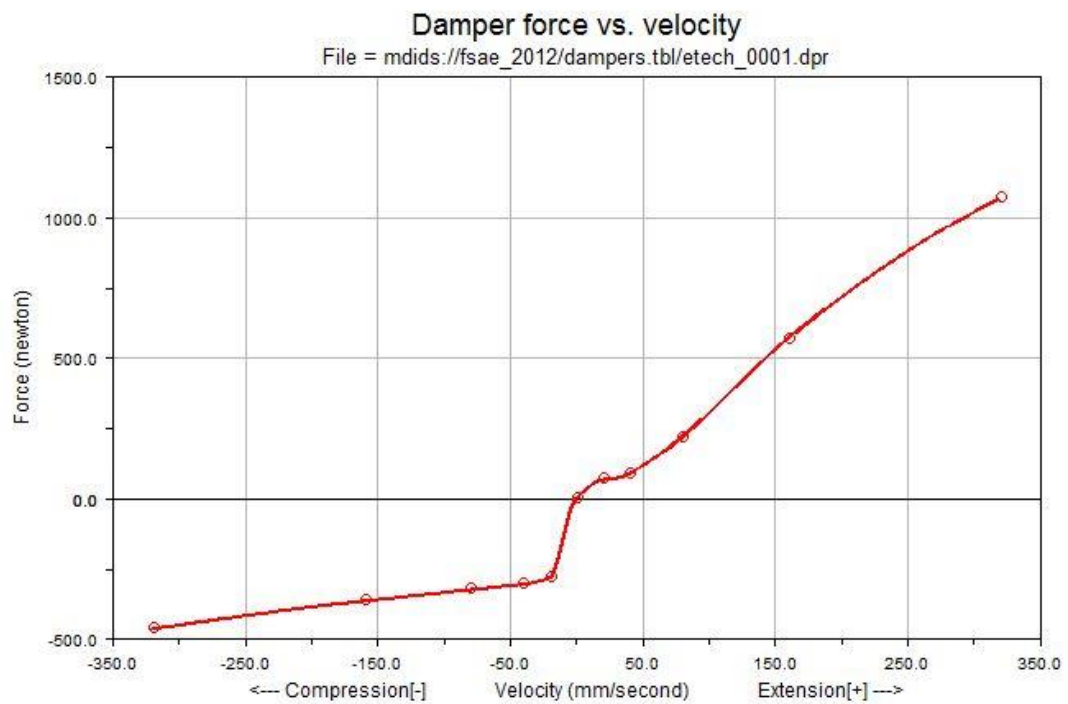
Además, las características del muelle y amortiguador son equivalentes a las del patrocinador Ollé. En las siguientes ilustraciones (figuras 8.8 a 8.10) se muestra el gráfico característico de ambos y el introducido en el software.



**Figura 8.8** Comparación del muelle real y el introducido en el software (MSC Adams)

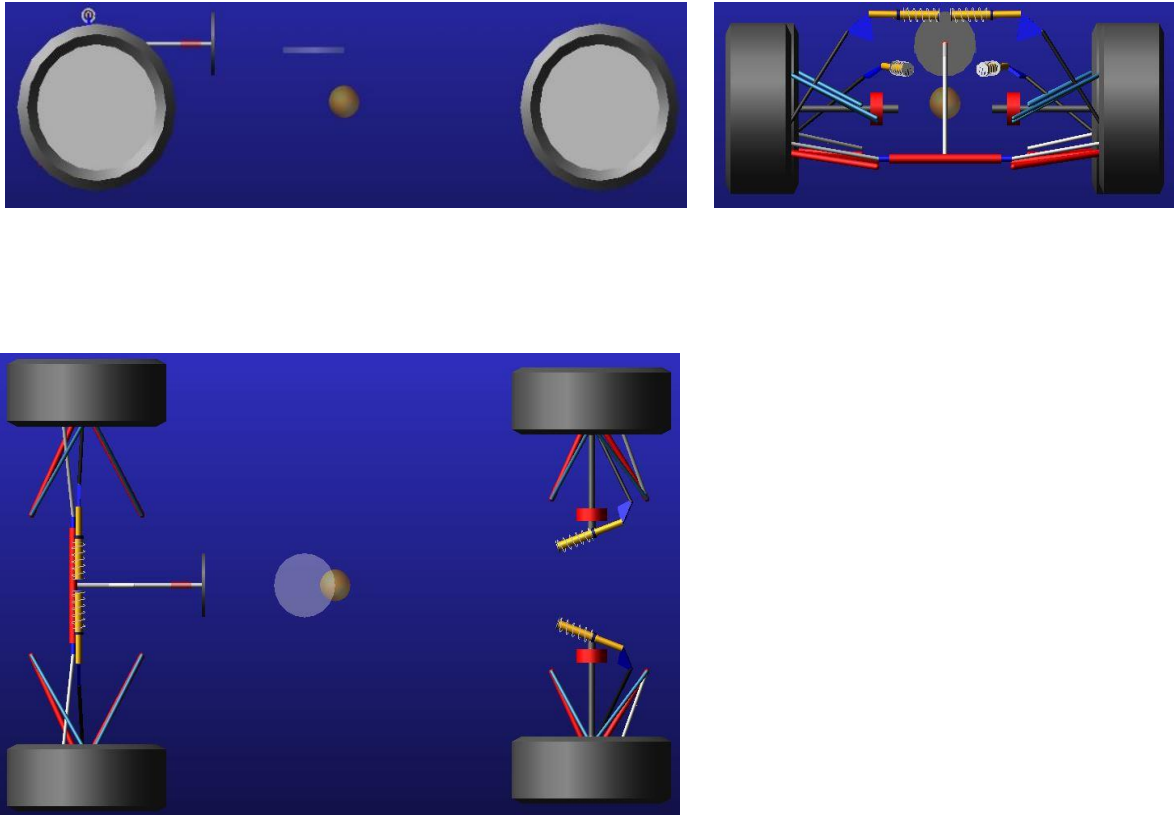


**Figura 8.9** Curva característica del amortiguador del E79



**Figura 8.10** Curva característica del amortiguador del E79 (MSC Adams)

Finalmente se ha introducido el centro de gravedad del vehículo, y los momentos de inercia para los 3 ejes ya que repercute notablemente en la estabilidad del vehículo y el modo de trabajar los muelles y amortiguadores. En las siguientes tres imágenes se puede ver la posición del centro gravedad general.

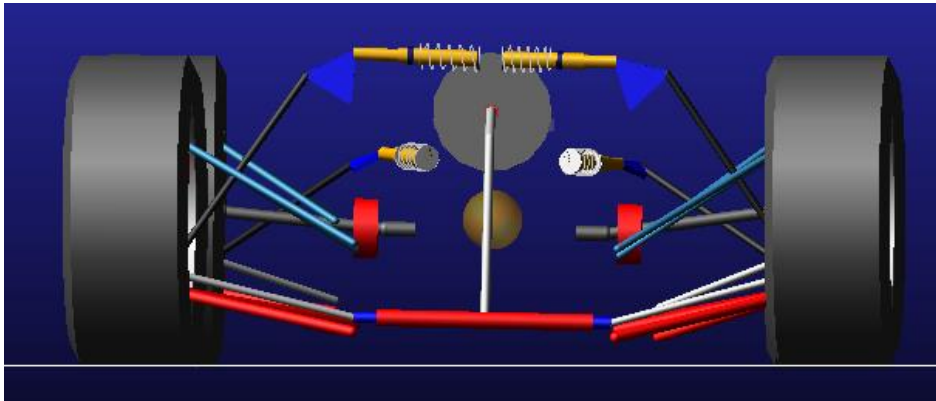


**Figura 8.11** Posición del centro de gravedad de la masa suspendida (MSC Adams)



## 8.2. Paso por curva con radio constante

Un ensayo interesante para poder el comportamiento del vehículo es el ensayo de paso por curva con radio constante. El objetivo de este análisis es conocer la evolución de las fuerzas lateral generada en los neumáticos así como poder ver el comportamiento del conjunto muelle-amortiguador y el conjunto de la rueda.



**Figura 8.12** Instante final de simulación de paso por curva a radio constante

La prueba consiste en generar una curva con un radio determinado y una aceleración lateral objetivo con el que el vehículo acabará haciendo la trayectoria. En nuestro caso los datos de entrada fueron los de la tabla 8.11.

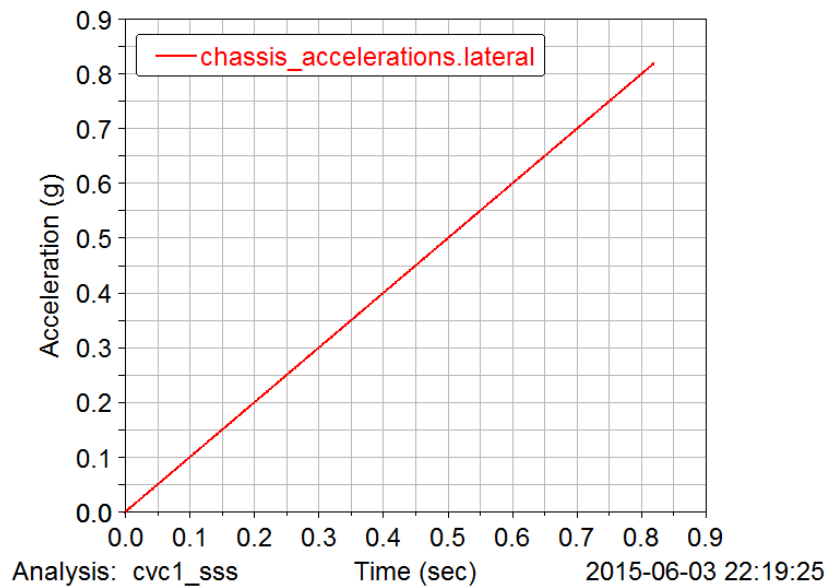
**Tabla 8.2** Datos de entrada de la simulación

Data:

Number of steps:	600
Simulation mode:	Interactive (default)
Road data file:	(default)
Turn radius:	40 m.
Turn:	Right
Final lateral acceleration (g):	0.82

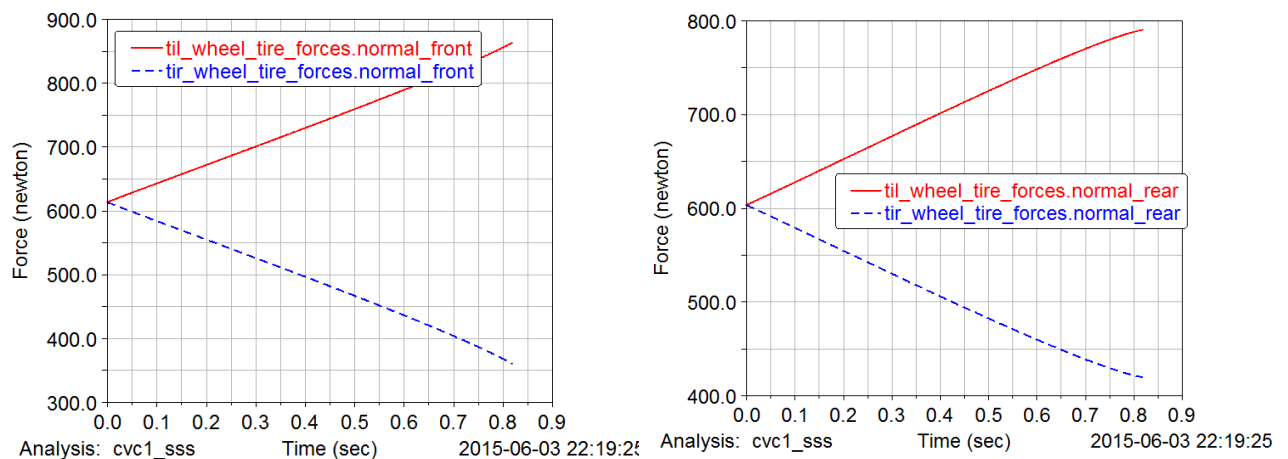


Una vez simulada la prueba se comprueba que la aceleración lateral del vehículo ha alcanzado el valor deseado y en qué tiempo lo ha hecho. Para ellos se comprueba observando la aceleración lateral medida en la masa suspendida; en nuestro caso el chasis.



**Figura 8.13** Evolución de la aceleración a lo largo de la prueba

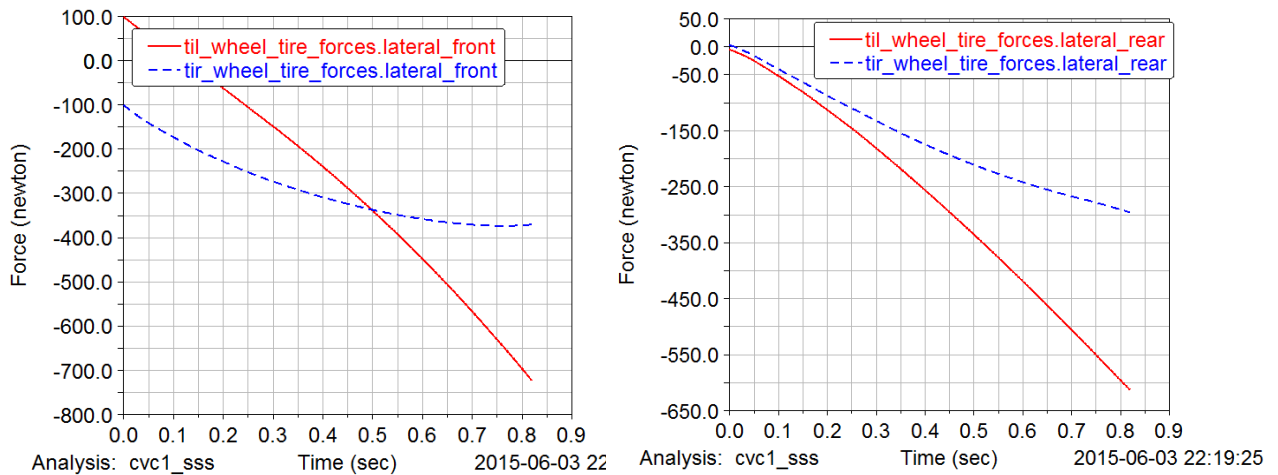
A continuación se gráfica la evolución del de las fuerzas normales en los neumáticos para ver como existe un intercambio de pesos al aplicar una aceleración lateral al vehículo:



**Figura 8.14** Evolución de las fuerzas normales o cargas en los cuatro neumáticos

Como se puede confirmar la aceleración lateral provoca un intercambio de pesos en ambas ruedas de manera que cuando la aceleración lateral es de 0.82 G, la ruedas exterior delantera está recibiendo una fuerza normal de 864 N y la trasera 790 N. En cambio las ruedas interiores ven reducida su fuerza normal de manera que los valores con aceleración máxima son de 360 N para la delantera y 420 N para la trasera.

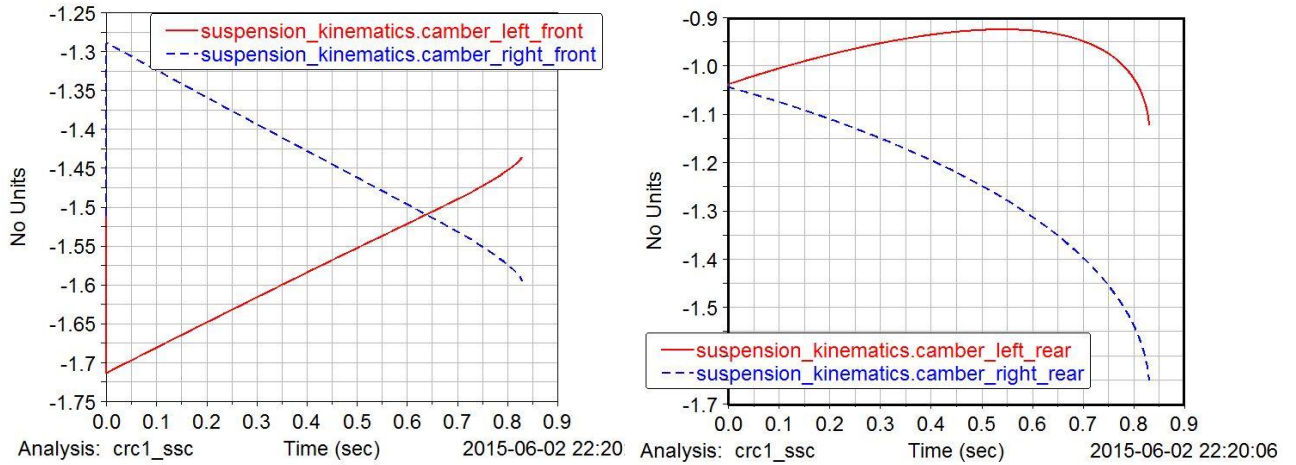
Una vez hecho esto se grafica la fuerza lateral generada por cada rueda para mantener el vehículo a radio constante y contrarrestar la aceleración lateral.



**Figura 8.15** Representación de las fuerzas laterales de los cuatro neumáticos

Como se puede apreciar la rueda más cargada es la que genera más fuerza lateral para mantener la curva trazando el radio constante. Los valores son negativos simplemente por mantener el orden de signos correcto, pero la magnitud de las ruedas exteriores es mayor que en las interiores. Además se puede ver como la generación de fuerza lateral tiene tan sólo una diferencia de 200 N entre ambos ejes, eso es debido a tener un centro de gravedad prácticamente centrado en el vehículo por lo que ambos ejes trabajan prácticamente de igual forma y con la misma tendencia.

Otro dato importante es el de tener controlado los grados de ángulo camber en cada rueda para no tener ángulos excesivos no controlados que producirían un desgaste innecesario. Debido al roll del vehículo al aplicar la aceleración lateral los ángulos camber de las ruedas exteriores (las que generan más fuerza lateral) crecen mientras que para las ruedas interiores este ángulo decrece. Conviene que la variación sea pequeño y este dentro de un rango controlado.



**Figura 8.16** Evolución del ángulo camber durante la simulación

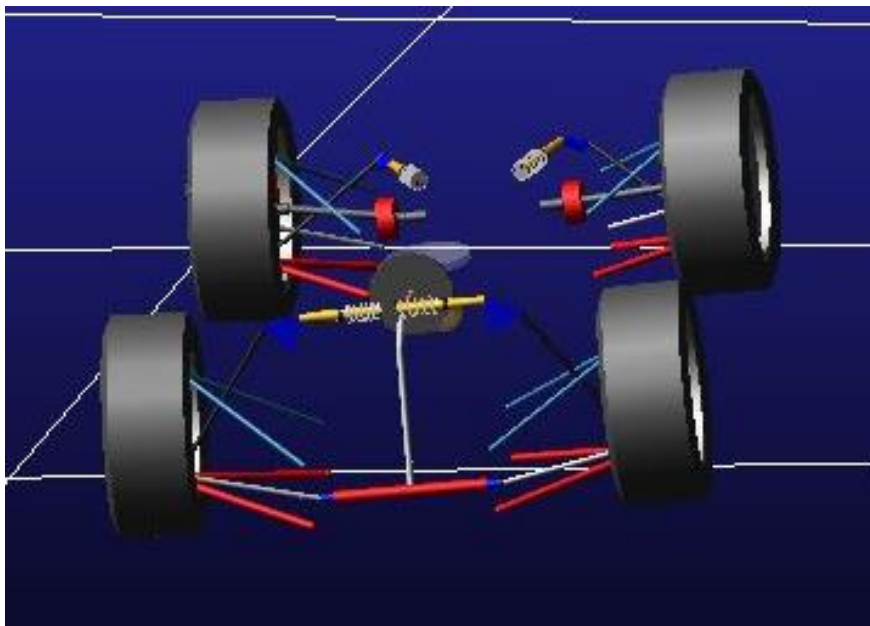
Como se puede ver la variación de variación de ángulo camber en el eje frontal es pequeña siéndola evolución con tendencia a menos ángulo de camber; es decir cuando el vehículo empieza a recibir carga lateral brusca (al empezar el ensayo) el camber aumenta dando su valor máximo de  $-1.7^\circ$  en la rueda exterior y poco a poco (debido al roll de la masa suspendida) va sumando un ángulo positivo que hace que decrezca. Para la rueda interior pasa lo contrario, la aceleración lateral brusca hace que el ángulo camber decrezca disminuyéndolo a  $-1.3^\circ$  y poco a poco va aumentando llegando a ser de  $-1.55^\circ$ .

Para el eje posterior la evolución es distinta debido a la diferencia de alturas del roll center. Como se puede ver en el eje frontal la evolución es lineal mientras que para el eje posterior la evolución es curva aumentando en gran medida entre el segundo 0.5 y 0.9.

Finalmente podemos confirmar que el rango de trabajo es deseado ya que no llegamos a superar los  $2^\circ$  como máximo y no tenemos la aparición de camber positivo en ninguna rueda.

### 8.3. Entrada en curva o *Braking in turn*

En este caso el ensayo trata de hacer trabajar el vehículo en la condición más exigente que se le puede dar. Con una entrada en curva brusca lo que se le solicita al vehículo es que aplique a los cuatro neumáticos una fuerza longitudinal de frenada y a su vez una demanda de volante para generar una fuerza lateral. Esto produce un desplazamiento de la masa suspendida del vehículo en sentido diagonal y acentuando mucho los esfuerzos en la parte delantera-exterior del vehículo.



**Figura 8.17** Instante final de simulación de frenada con trayectoria curva

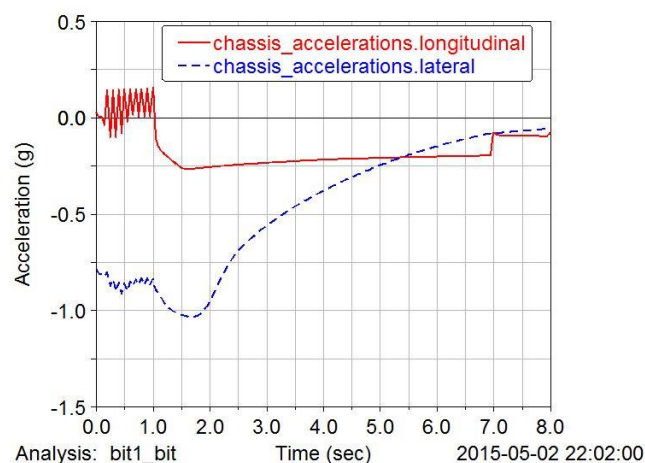
La prueba consiste en generar una frenada mientras se produce un paso por curva con un radio determinado y una aceleración lateral objetivo con el que el vehículo acabará haciendo la trayectoria. En nuestro caso los datos de entrada fueron los siguientes:

**Tabla 8.3** Datos de entrada de la simulación

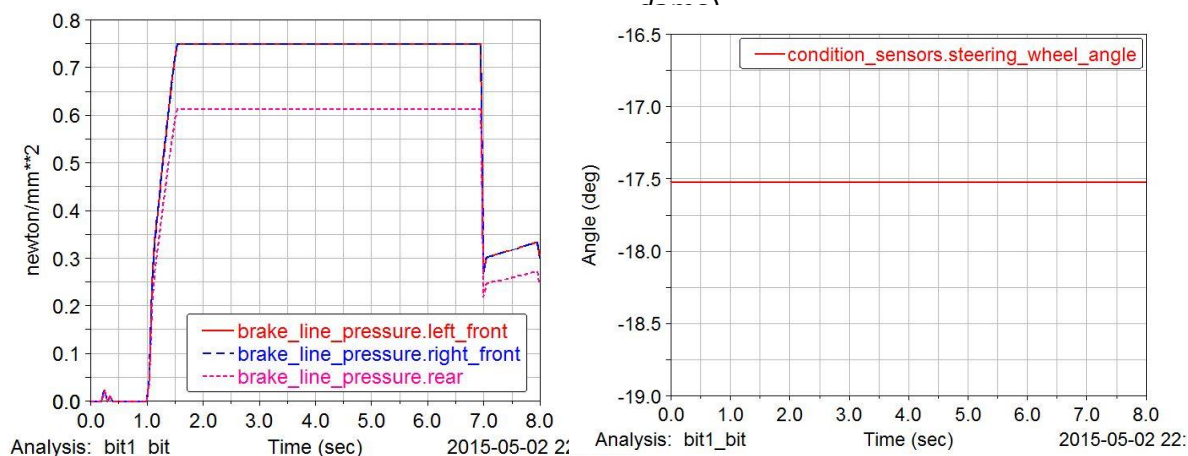
Data:	
Output stepsize:	5.0E-002
Gear position:	3
Lateral acceleration (g's)	0.8
Turn radius:	40 m.
Length units	m
Turn direction	left
Steering input	Lock steering while braking
Brake deceleration (g's)	0.8
Maximum brake duration	7

De nuevo la aceleración en ambos casos es de 0.8 G's en ambas solicitudes. Es probable que el vehículo, por las características implícitas del neumático, no pueda llegar a dicha solicitud. También es importante que mantenga la dirección bloqueada para que la fuerza lateral siempre tenga la misma tendencia.

Al igual que con el primer ensayo comprobamos las aceleraciones laterales y longitudinales del chasis (masa suspendida) para poder comprobar que el ensayo se ha efectuado en las condiciones que se deseaba. Además graficamos el ángulo girado del volante así como la demanda de freno en el vehículo.



**Figura 8.18** Evolución de la aceleración lateral y longitudinal a lo largo de la prueba



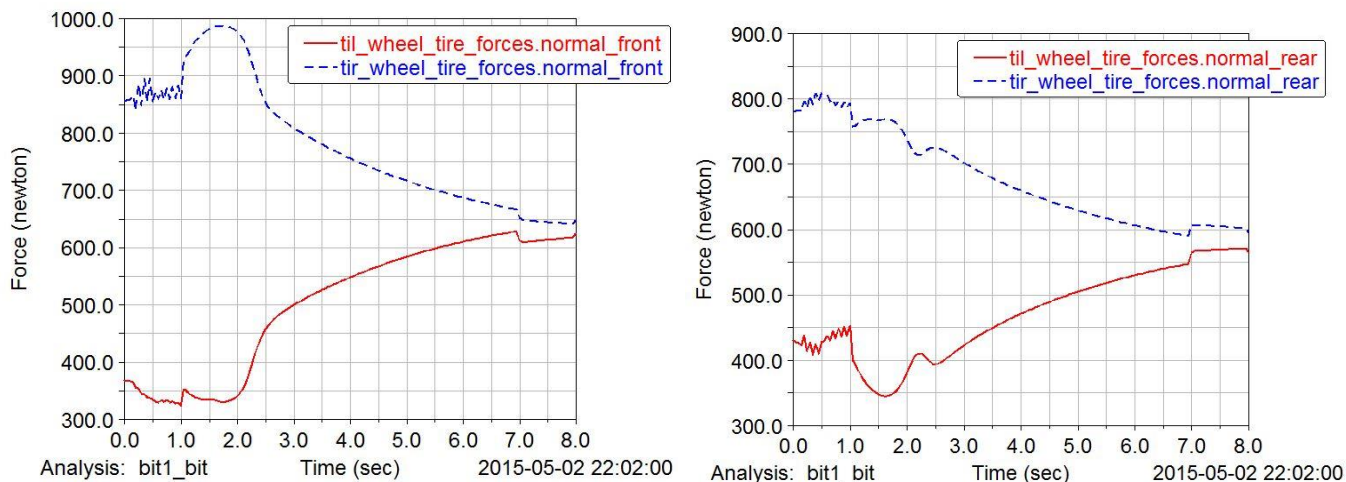
**Figura 8.19** Representación de la demanda de freno y posición del volante(izquierda y derecha respectivamente)

El gráfico de las aceleraciones tiene un rango entre el inicio de la prueba y el segundo 1.5 en el que la aceleración longitudinal es completamente irregular, repercutiendo también en la aceleración lateral del vehículo llegando a un valor superior a 1 G. Esto es debido a que durante la simulación, en el segundo 0.25 aplica ligeramente el freno durante un periodo muy pequeño de tiempo. Esto produce una inestabilidad en el vehículo que no se corrige hasta que el freno está completamente accionado. Toda esta información se puede ver en el gráfico de las líneas de presión del vehículo. También se puede ver como el freno en la parte frontal es más exigente que en la parte trasera por las características introducidas del frenado.

Respecto a las aceleraciones que el vehículo puede llegar a producir, se puede ver como la aplicación de mucha aceleración lateral, aun con frenando al 100%, se produce tan sólo una aceleración longitudinal de 0.2G. Este dato es importante para futuras regulaciones del freno combinado con aceleración lateral.

Finalmente en la gráfica que representa el ángulo de giro del sensor se puede ver como efectivamente es constante y no repercute en la variación brusca de aceleración lateral.

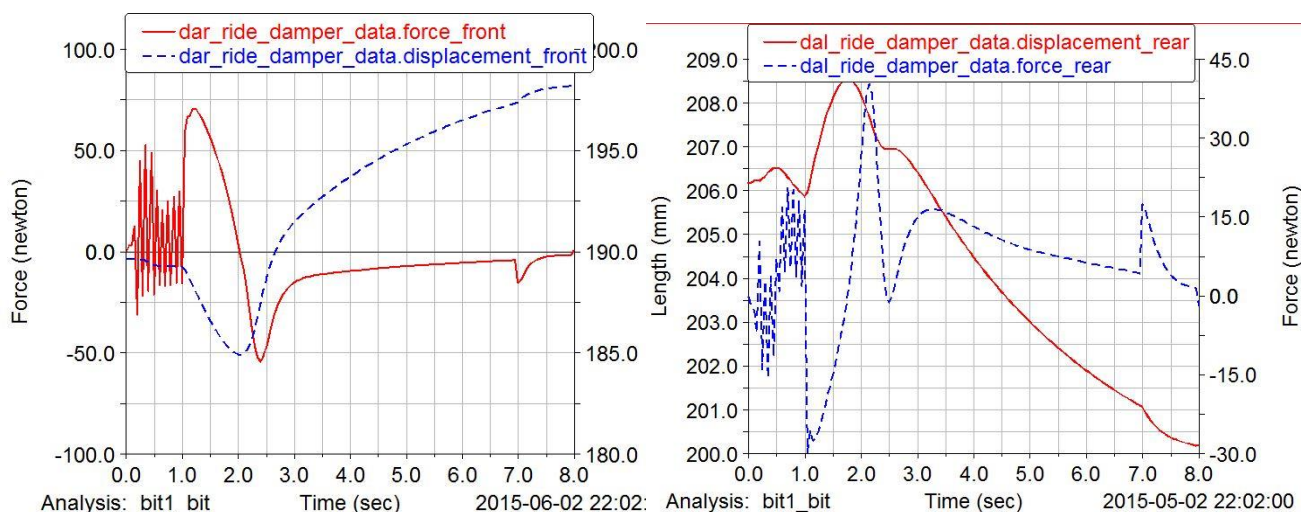
A continuación podemos ver la evolución de las fuerzas normales en las cuatro ruedas para poder comprobar como es el reparto de pesos ante esta situación:



**Figura 8.20** Evolución de las fuerzas normales en los cuatro neumáticos

Debido al hecho anteriormente descrito ignoramos la inestabilidad producida por la leve aplicación de freno. Lo que sí se puede apreciar en estas gráficas es el cambio de cargas bastante más acentuado que en la prueba de paso por curva sin frenada. Durante la aplicación del freno, en este caso la fuerza normal de la rueda exterior frontal llega a 984 N mientras que la interior frontal se descarga quedando en tan sólo 339 N. Para la parte posterior ambas se van descargando durante la aplicación del freno (aproximadamente hasta el segundo 2).

Finalmente comprobaremos como trabaja el conjunto muelle-amortiguador en los dos casos opuestos. Es decir, en la suspensión asociada al neumático exterior frontal y a la asociada a la rueda interior trasera.



**Figura 8.21** Fuerza y velocidad de los amortiguadores opuestos durante la prueba

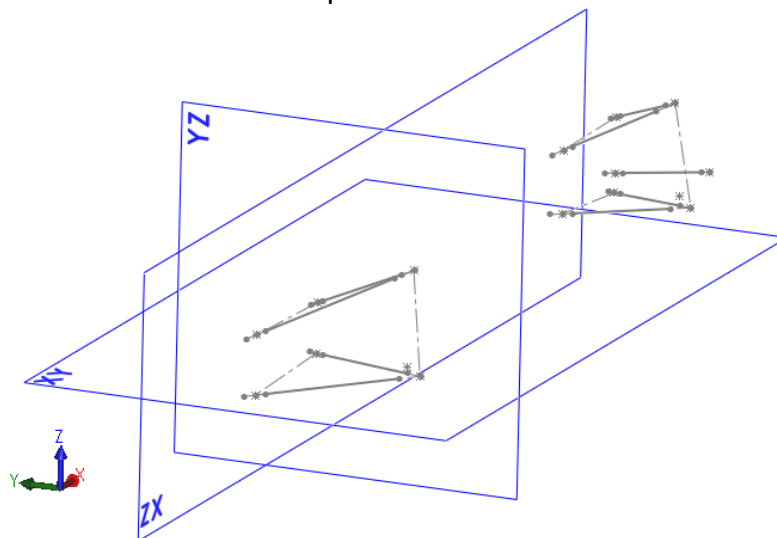


# CAPÍTULO 9:

## DISEÑO 3D DEL CONJUNTO

En este capítulo de la memoria se comentarán los aspectos característicos del diseño de los componentes que componen el conjunto de la suspensión del E79. Una vez más, este se ha realizado mediante el uso del software de diseño CAD SolidWorks.

El diseño CAD del conjunto de los elementos de la suspensión, comienza con un croquis tridimensional, que incluye todos los puntos, planos y ejes necesarios para definir el sistema de suspensión (Figura 9.1), los cuales se extrajeron del capítulo de diseño de la geometría de la suspensión del E79 (véase pág. 37). Sobre este croquis, se diseñaron todos los componentes.



**Figura 9.1.** Representación de los planos donde se proyectó la geometría



Los elementos considerados serán: trapecios, balancines (frontal y trasero), push-rod y soportes del chasis.

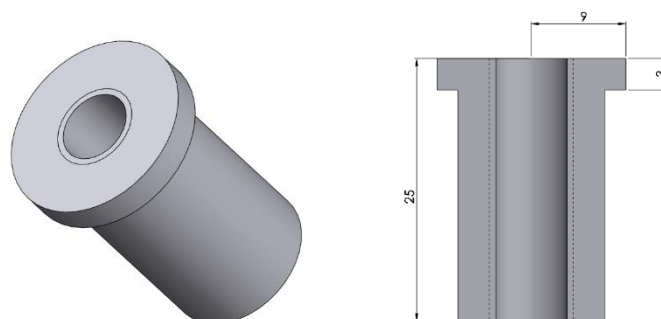
## 9.1.Trapecios:

Para cualquiera de los ocho trapecios del vehículo, se han considerado los mismos aspectos a la hora de ser diseñados y dimensionados.

La restricción más importante es, comprensiblemente, que el elemento sea capaz de soportar de forma elástica las cargas a las que se someterá (este aspecto se comenta más ampliamente en el capítulo de dimensionado de componentes, anexo apartado D.2). Por motivos económicos y de disponibilidad, el material empleado en la fabricación de los trapecios es acero estructural S235JR (tubo calibrado sin soldar). Este material no dispone de una gran relación peso-resistencia para una aplicación de este tipo, pero siendo el primer prototipo fabricado por el equipo, se decidió que era aceptable en vista de la falta de recursos. Por los mismos motivos, se decidió que todos los trapecios tendrían los mismos diámetros de tubo, correspondientes al dimensionado del trapecio más solicitado.

Teniendo en cuenta que en dos de los extremos de las barras del trapecio hay que realizar una rosca M8 de 25mm de largo (para la inserción de las cabezas de rótula que anclarán al mismo con el chasis), se tuvo que decidir qué diámetro interior de tubo era necesario para el correcto dimensionado del trapecio.

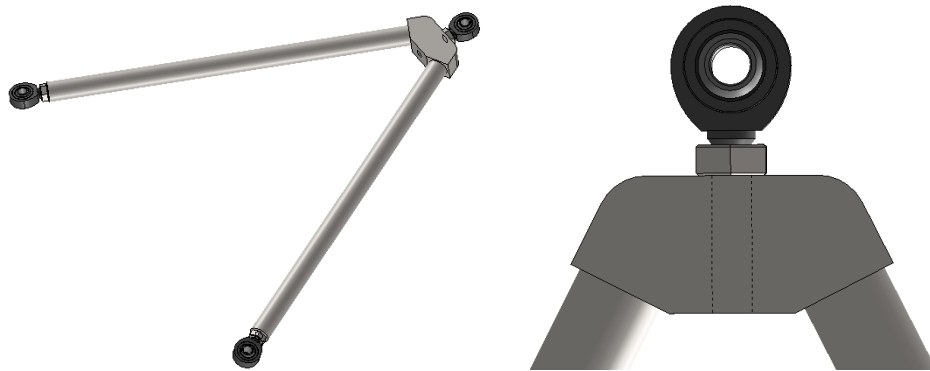
La alternativa de mantener el diámetro interior de la barra a 6,8mm (que es el diámetro nominal para los roscados interiores M8), se descartó por el exceso de peso que comportaba. Se consideró que unos diámetros (interior y exterior) mayores eran una mejor opción de cara a soportar esfuerzos de flexión, ya que con una menor sección de tubo (y la consecuente reducción de peso) sería igual de capaz de absorber los esfuerzos flectores generados durante su funcionamiento. En el dimensionado del componente se concluyó que un diámetro interior de 14mm y un diámetro exterior de 18mm (espesor de 2mm) eran suficientes para soportar las cargas en su estado crítico de trabajo (véase pág. 65 del Anexo). Para conseguir un diámetro de 6,8mm en los extremos de los tubos se diseñaron unos insertos de acero (figura 9.2), los cuales se sueldan en las zonas que lo requieren. Una vez soldados, se realiza manualmente la rosca M8 con un macho de roscar.



**Figura 9.2.** Detalle de las inserciones de acero

Para la unión de la rótula en el soporte del trapecio con la mangueta, en el caso del E79 se optó por el uso de un pequeño bloque de acero con el tamaño suficiente como para poder realizar un roscado en su punto medio (para la inserción de la

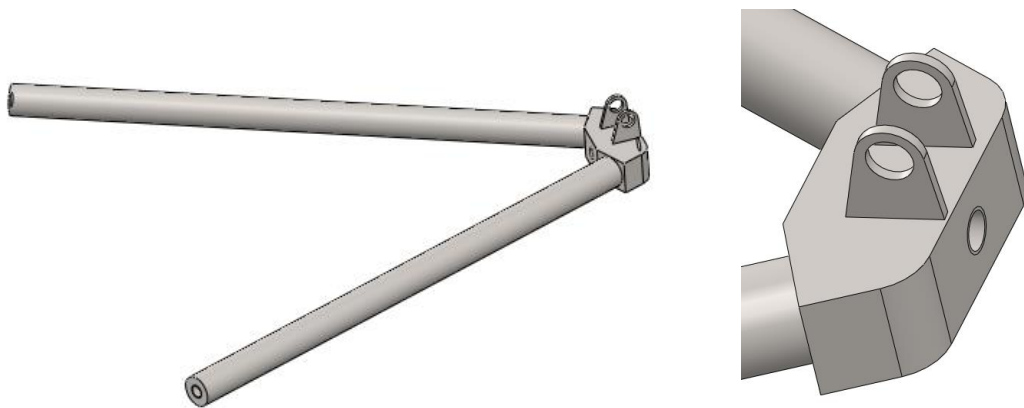
cabeza de rótula) y que permita la correcta soldadura de los tubos. En la figura 9.3 se muestra representada esta alternativa, junto con el resto de los elementos del trapecio.



**Figura 9.3.** Alternativa final del trapecio de acero

Este sistema facilita el cortado y la soldadura de los tubos, dado que los cortes necesarios son perpendiculares a los mismos, y las soldaduras (de tipo Tungsten Inert Gas, TIG) se realizan de forma simple, sobre una superficie plana, para así garantizar la máxima resistencia de la unión.

Los trapecios inferiores se han diseñado según los mismos aspectos que los superiores (figura 9.3), con la diferencia que han requerido de la soldadura de dos pletinas de acero de 3mm de espesor que realizan la función de anclaje con el push-rod. En la figura 9.4 se muestra representado el trapecio inferior delantero.



**Figura 9.4.** Trapecio inferior delantero

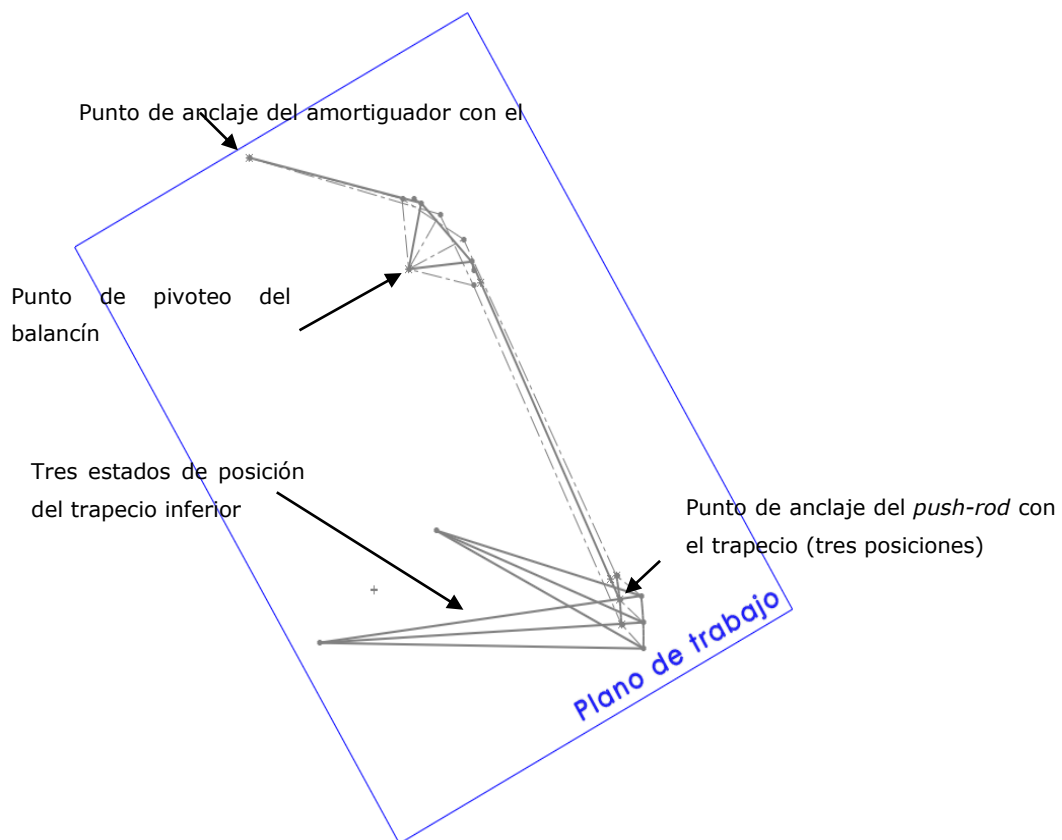
## 9.2. Balancines:

Para el diseño de los balancines se hizo uso de un segundo croquis tridimensional, el cual define el comportamiento dinámico del mismo. Como elemento transmisor de fuerzas y desplazamientos entre la rueda y el amortiguador, su geometría define completamente las relaciones entre fuerzas y desplazamientos recibidos y los transmitidos (véase la definición de Installation Ratio, pág. 90).

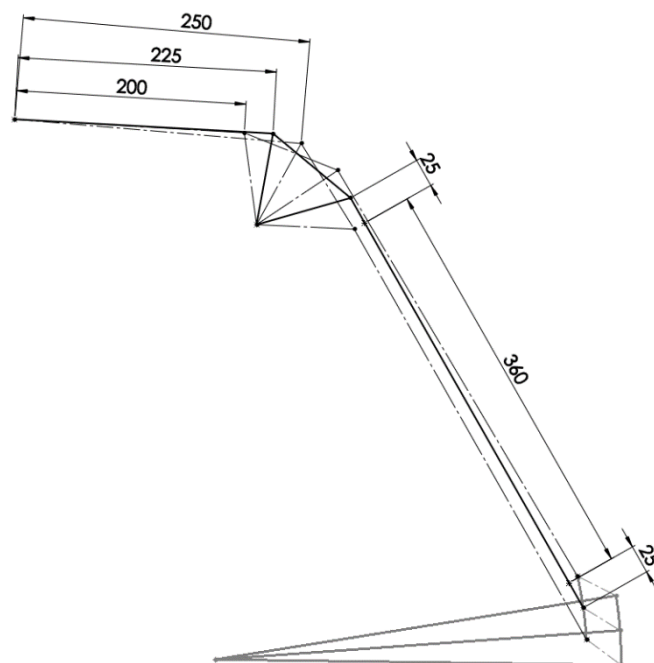
El croquis mencionado (el cual se muestra en la figura 9.5) parte de tres puntos del espacio (el punto de anclaje del push-rod con el trapecio inferior, el punto de pivoteo del balancín y el punto de anclaje del amortiguador con el chasis) que definen el denominado "plano de trabajo". Es imprescindible que la geometría del balancín se diseñe en el plano de trabajo porque de este modo todas las fuerzas recibidas (o la gran mayoría de ellas) se transmitirán en el plano del mismo balancín, evitando esfuerzos de flexión o torsión que sería críticos para el componente y la tornillería implicada. También se dibujan tres estados de posición del trapecio (máximo descenso de la rueda, estado estático, y máximo ascenso de la rueda), con la correspondiente posición del punto de conexión entre push-rod y trapecio.

Para el balancín delantero (en el trasero no es posible por razones que se comentarán más adelante) se ha impuesto que el plano de trabajo coincida también con los puntos de conexión entre push-rod y trapecio en los tres estados de posición, para reducir todavía más las fuerzas no alineadas con dicho plano, y así minimizar mucho más las excentricidades en las cargas.

Después (figura 9.6), se representa esquemáticamente el balancín en estos tres estados, y se impone la longitud deseada del amortiguador en cada caso (con esto se define el mencionado Installation Ratio). Imponiendo la longitud del push-rod, el sistema queda completamente definido.

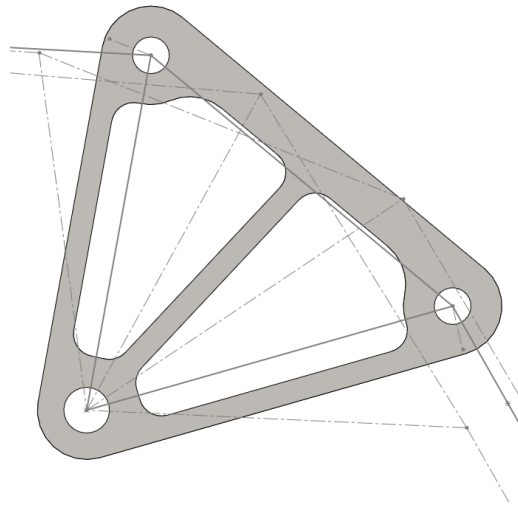


**Figura 9.6.** Croquis tridimensional del balancín delantero



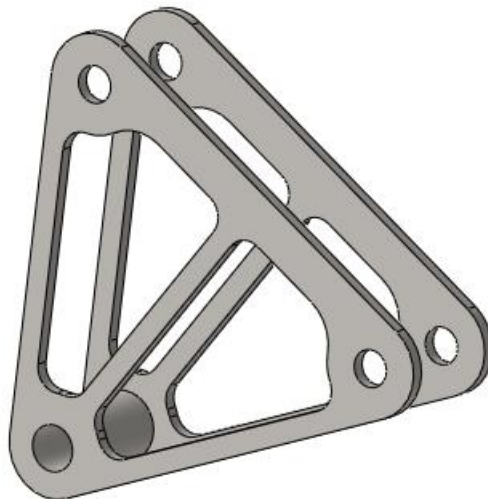
**Figura 9.6.** Imposición de las longitudes del amortiguador

Finalmente, se diseña el volumen final del balancín, a partir de los tres puntos del espacio que lo definen (figura 9.7).



**Figura 9.7.** Detalle del diseño del balancín a partir del croquis

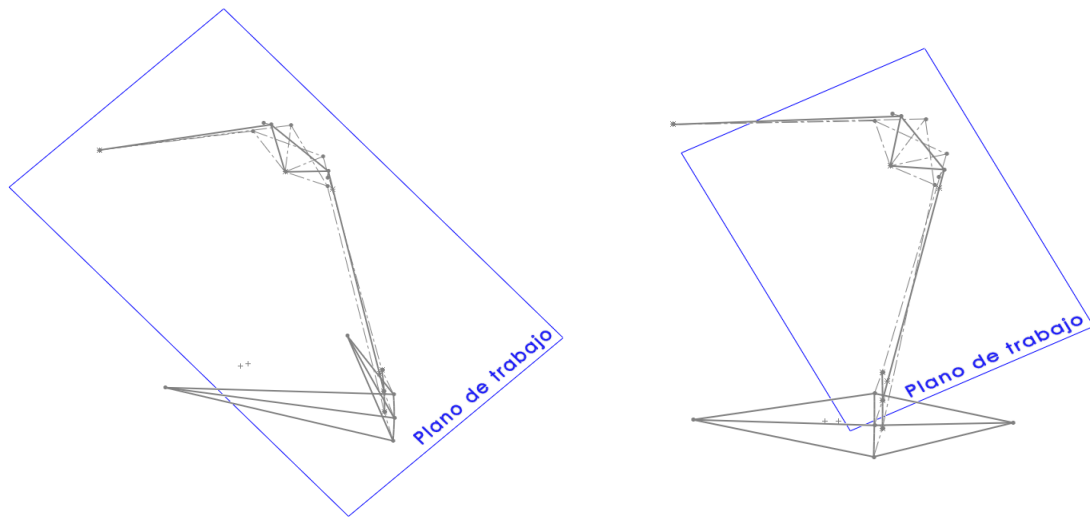
El balancín es un componente que recibe cargas de gran magnitud y por lo tanto debe ser dimensionado cuidadosamente para resistirlas con el mínimo peso posible (véase Anexo D.1). El material empleado para su fabricación es plancha de acero S235JR de 3mm de espesor. Dos planchas de este tipo cortadas mediante corte por plasma, y posteriormente rectificadas, se unen mediante un tubo de acero torneado a medida, usando soldadura TIG. En la figura 9.8 se muestra el balancín delantero en su estado final de diseño.



**Figura 9.8.** Balancín delantero finalizado

El balancín de la parte trasera del vehículo se ha diseñado de la misma forma que el delantero, aunque con un requisito adicional: este debe esquivar el eje de transmisión del E79.

Esta restricción incrementa de manera considerable el proceso de diseño, ya que obliga a reorientar el plano de trabajo e inclinarlo. Además, evita que este plano pueda coincidir con los puntos de conexión de push-rod y trapecio inferior, lo cual implica que existan ligeras excentricidades en las cargas aplicadas sobre el balancín (y consecuentemente un diseño más resistente, pero más pesado). En las figuras 9.9 y 9.10 se muestran el croquis tridimensional que define el balancín trasero, y el estado final del mismo.



**Figura 9.9.** Croquis tridimensional del balancín trasero



**Figura 9.10.** Balancín trasero finalizado

## 9.3.Push-rod

La barra push-rod (tanto la delantera como la trasera) son barras sometidas a compresión pura. Por razones de disponibilidad de material y recursos, los tubos empleados para su fabricación son los mismos que en los trapecios (sabiendo que esto puede implicar un sobredimensionado del componente). De la misma forma que en los trapecios, en los extremos del push-rod se deben roscar cabezas de rótula M8, lo cual implica el uso de los mismos insertos de acero soldados que en el caso de los trapecios.

Un aspecto específico a tener en cuenta con este elemento es la posibilidad de que falle por esfuerzos que generen pandeo en la barra. Esto se analiza en el capítulo de dimensionado de componentes (véase Anexo D.2 pág. 66).

En la figura 9.11 se muestra el conjunto del push-rod delantero con las rótulas insertadas en los extremos.



**Figura 9.11.** Push-rod delantero con rótulas esféricas

## 9.4.Soportes del chasis:

Los soportes de la estructura principal del vehículo (o chasis) son elementos importantes en el diseño del conjunto del sistema de suspensión. Estos son los encargados de anclar y conectar todos los elementos al resto del vehículo. En otras palabras, la mayoría de ellos son la única conexión entre masa suspendida y masa no suspendida.

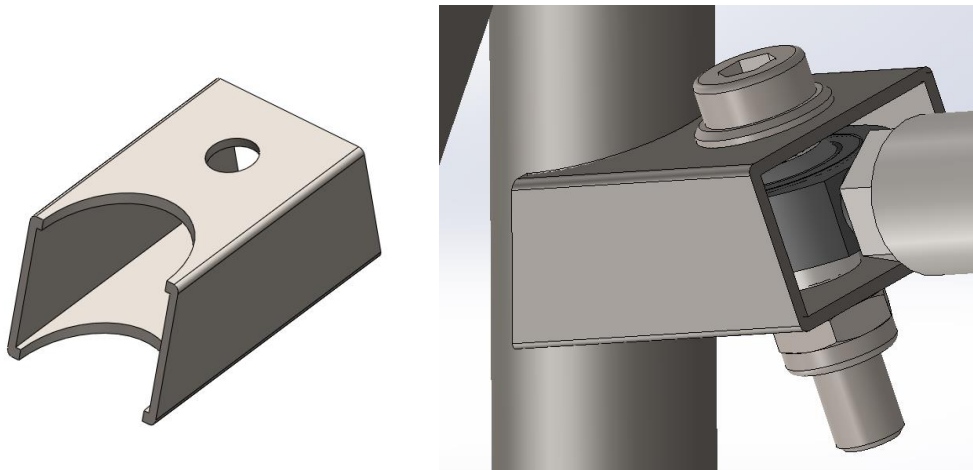
En la mayoría de los casos se han utilizado perfiles tubulares comerciales soldados de acero S235JR (UNE-EN10219-97) como material base a la hora de fabricar los soportes. La razón de ello es la reducción de complejidad a la hora de trabajar con los soportes (corte, paralelismo entre caras, soldadura...) y el incremento de la robustez del componente. Estos se unen al chasis mediante soldadura (TIG).

En el caso del E79, se pueden diferenciar seis tipos distintos de soportes:

- Soporte rótula simple (tipo 1):

Para la fabricación de este tipo de soportes se ha usado un perfil tubular de 30x20x1,5mm.

Los soportes de este tipo (figura 9.12) se han usado para casos en los que una cabeza de rótula está situada en una zona en la que hay una sola barra de chasis (o hay una barra claramente dominante a la hora de colocar el soporte). En estos casos, el componente dispone de un taladro dimensionado y orientado exclusivamente según la barra a la que va destinado y la orientación de la barra que se conectará a él. Además dispone de un taladro de diámetro 8mm destinado al paso del tornillo que sujetará la cabeza de rótula al mismo.



**Figura 9.12.** *Diseño del soporte rótula simple (tipo 1)*

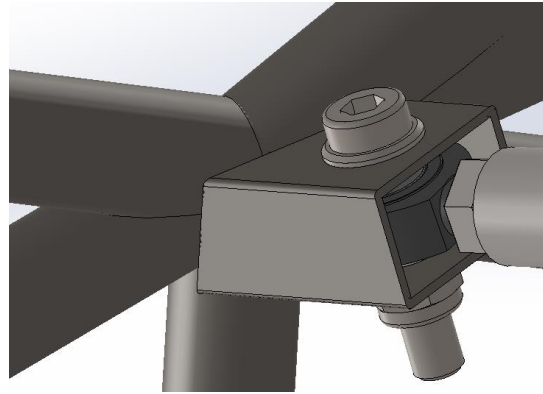
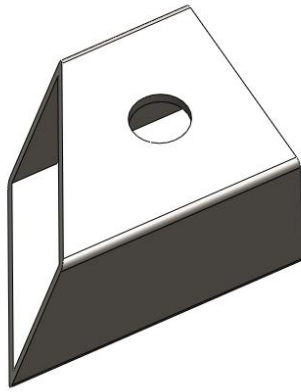
- Soporte rótula simple (tipo 2):

Para la fabricación de este tipo de soportes también se ha usado un perfil tubular de 30x20x1,5mm.

Los soportes de este tipo (figura 9.13) se han usado para casos en los que una cabeza de rótula está situada en una zona en la que confluyen varias barras de chasis (nudos de la estructura del chasis). En estos casos, el componente dispone de un corte recto, orientado exclusivamente según el nudo al que va destinado y la orientación de la barra que se conectará a él. Además, como en el caso anterior, dispone de un taladro de diámetro 8mm destinado al paso del tornillo que sujetará la cabeza de rótula al mismo.

El recurso del corte plano se ha usado para facilitar la mecanización del componente. En la realidad, a la hora de soldar, se han realizado rectificaciones locales para un mayor contacto entre superficies.





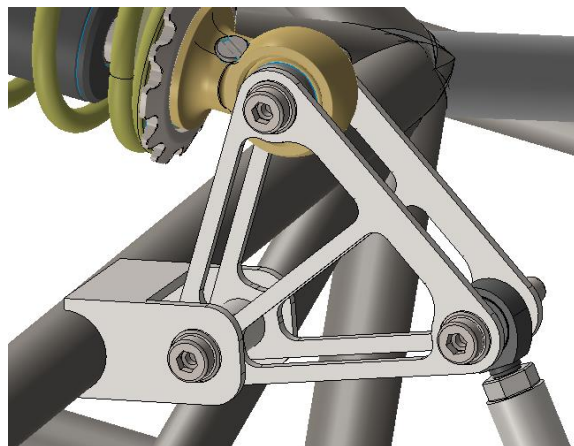
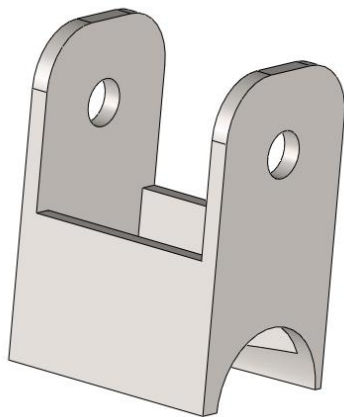
**Figura 9.13.** *Diseño del soporte rótula simple (tipo 2)*

- Soporte balancín frontal

Es el soporte en el que se sujetará el balancín frontal, y representa el punto respecto al cual este pivotará. Para la fabricación de este soporte (figura 9.14) se ha usado un perfil tubular de 30x40x3mm.

Este soporte está situado en una sola barra del chasis, con lo cual se ha usado el mismo recurso que con los primeros soportes comentados (corte cilíndrico adaptado a la barra del chasis). La diferencia respecto a estos (además del perfil tubular utilizado) es el corte realizado en dos de sus paredes, para evitar interferencias con el balancín en su movimiento de trabajo.

Como en los casos anteriores, dispone de un taladro de diámetro 8mm destinado al paso del tornillo que sujetará la cabeza de rótula al mismo.

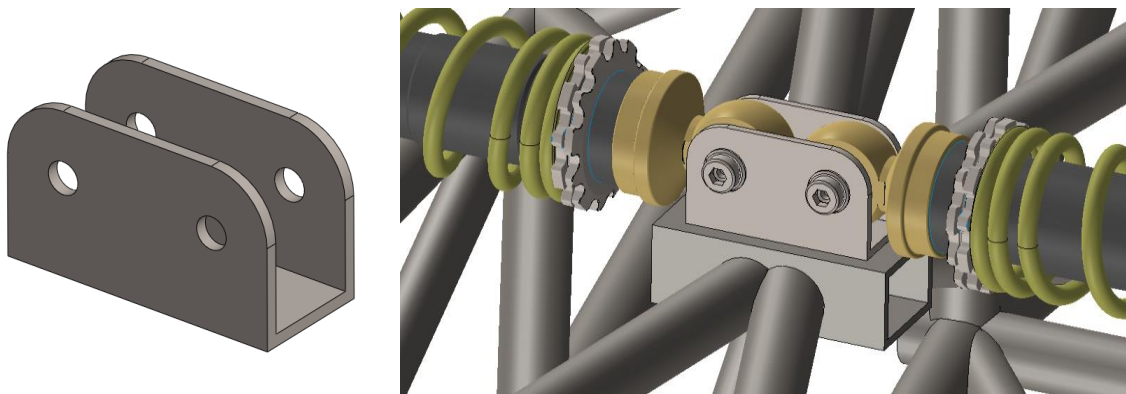


**Figura 9.14.** *Diseño del soporte de balancín frontal (tipo 2)*

- Soporte amortiguador frontal:

Para la fabricación de este soporte (figura 9.15) se ha usado un perfil tubular de 30x40x3mm.

Este soporte representa el elemento de conexión de los dos amortiguadores frontales. Por esto, dispone de dos taladros de diámetro 8mm en los cuales se alojan los tornillos que realizarán esta tarea. Una de las paredes se ha cortado para evitar interferencias con los amortiguadores, y la cara opuesta estará en contacto con el perfil cuadrado del chasis (este tramo cuadrado se ha incluido en el chasis con motivo de este anclaje).

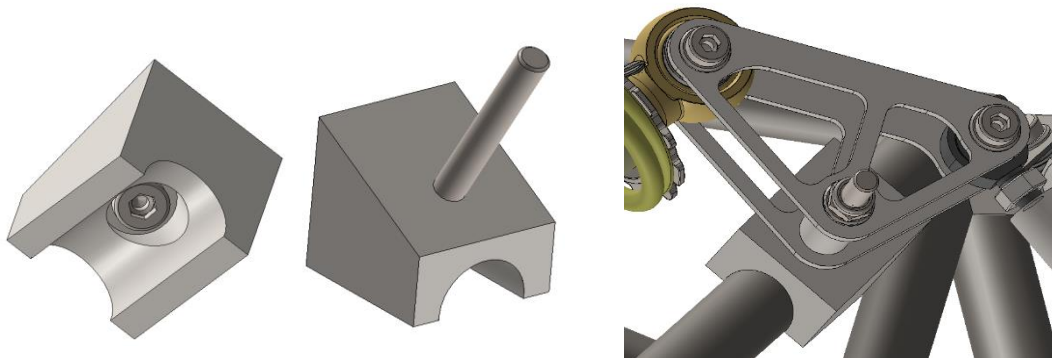


**Figura 9.15.** *Diseño del soporte del amortiguador frontal*

- Soporte balancín trasero:

Este soporte tiene una geometría muy distinta a los anteriores. El motivo es la orientación del balancín trasero, el cual debe estar inclinado para esquivar el eje de transmisión (véase pág. 138).

Se trata de un bloque de acero S235JR, el cual ha sido mecanizado con la finalidad de adaptarse a la barra del chasis a la que va unido, y al mismo tiempo crear una superficie plana con la inclinación del plano de trabajo del balancín. Un tornillo soldado por la parte posterior (antes de soldar el soporte al chasis) será el eje de pivoteo del balancín.

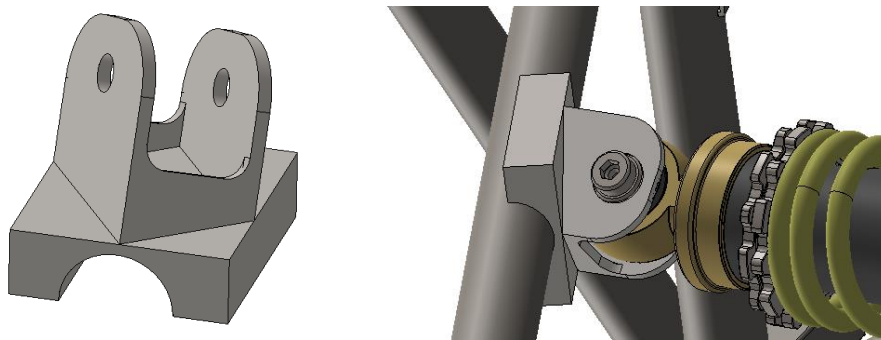


**Figura 9.16.** *Diseño del soporte del balancín trasero*

- Soporte amortiguador trasero:

Este soporte (figura 9.17) podría entenderse como una combinación del último descrito con el resto de soportes. La inclinación del balancín trasero fuerza a que los amortiguadores deban sujetarse de distinta forma que en el eje delantero.

El soporte dispone de un bloque base que se adapta a la barra de chasis, y de un segundo sólido soldado al primero, el cual es el encargado de sujetar el amortiguador. Ambos elementos son de acero S235JR, y el segundo se obtiene de un perfil tubular de 30x40x3mm. Algunas paredes del perfil tubular han sido recortadas para evitar interferencias con los amortiguadores.



**Figura 9.17.** *Diseño del soporte del amortiguador trasero*

# **CAPÍTULO 10:**

## **CONCLUSIONES**

Durante estos tres años de diseño de una suspensión se han ido cumpliendo los objetivos propuestos y concretando cada vez más un diseño optimizado tanto a nivel dinámico como a nivel de fabricación con los recursos que se han podido conseguir. Éste último año el diseño ha dado una evolución muy favorable en cuanto a tener un sistema ligero y a la vez fiable pero por motivos fuera de la ingeniería no se pudieron llevar a cabo. Es por ello que el diseño se ha ido puliendo hacia un sistema más modesto pero siempre intentando cumplir las mismas premisas que se le exigían al diseño más ambicioso. A nivel de conocimientos adquiridos los más relevantes durante este tiempo son:

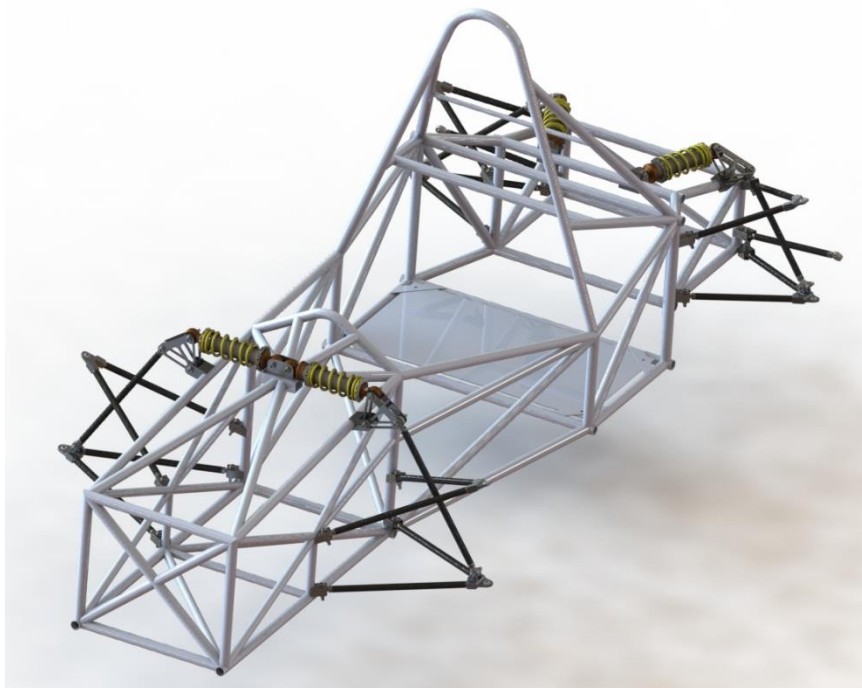
- Adquisición de conocimientos de dinámica de vehículos así como implementar esos conocimientos a mejorar los diseños a nivel de rendimiento para vehículos.
- Aplicación de conocimientos adquiridos en la universidad de resistencia mecánica así como valoración de diseños, no sólo por resistencia sino por otros factores como viabilidad, factores económicos, etc.
- Trabajo en equipo para realizar el trabajo de final de carrera como con otros departamentos del equipo para llevar a cabo un vehículo funcional y que no tuviera conflictos de fiabilidad con otros departamentos, como puede ser dirección, chasis o transmisión.
- Organización para llevar a cabo un relevo de conocimientos para que los futuros encargados de realizar los nuevos diseños tengan una buena base con la que empezar a trabajar.
- Aprender a hacer labores a mano para crear un vehículo 100 % funcional y no tan solo en un diseño conceptual y teórico sino de tenerlo en mente para que se pueda llevar a cabo.

## 10.1. Futuro

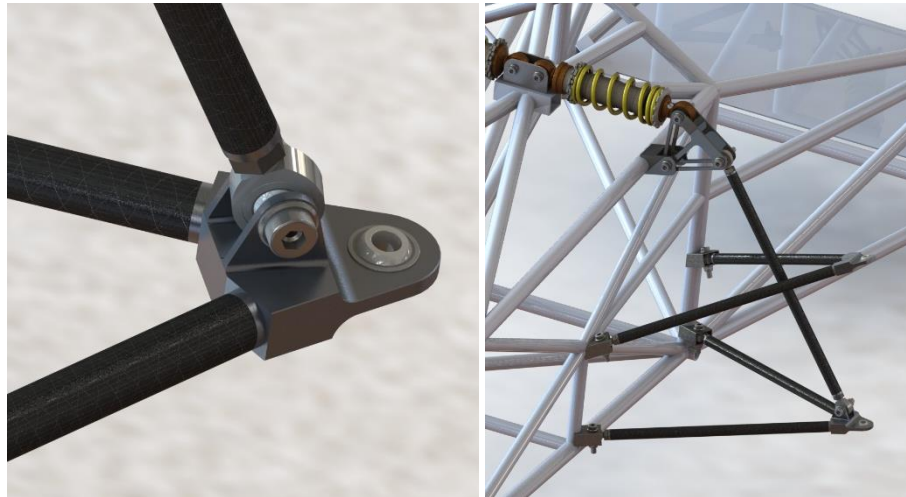
El futuro inmediato del equipo *EUETIB e-Tech Racing* se centra en la competición de la *Formula Student Spain* (FSS) que se celebrará a finales de Agosto del año 2015, y en la cual el E79 deberá participar, habiendo terminado el proceso de construcción y habiendo realizado pruebas en pista, con la finalidad de terminar de ajustar el conjunto.

En cuanto al futuro a medio-largo plazo, se pretende evolucionar el diseño realizado año tras año, aprovechando los datos y la experiencia obtenidos de las pruebas realizadas con el E79, e implementando nuevos elementos, como por ejemplo sistemas anti-balanceo (barras estabilizadoras), destinados a la obtención de un diseño más óptimo y competitivo.

Como se comenta en el apartado de alcance, se realizó un diseño con materiales más eficientes, el cual fue descartado por el coste económico que este comportaba. Este reemplazaba los tubos de acero del sistema de suspensión del diseño actual por tubos de fibra de carbono con insertos de aluminio (7075) pegados con adhesivos especiales en los extremos, para el roscado de las cabezas de rótula. También reemplazaba las rótulas de conexión entre trapecio y mangueta por conjuntos mecanizados de aluminio (7075), con una rótula sin espárrago insertada (esto elimina los esfuerzos de flexión en el vástago de la cabeza de rótula). Este diseño representa una importante mejora en cuanto a peso del conjunto, lo que lo hace más eficiente desde un punto de vista ingenieril. En las figuras 10.1 y 10.2 pueden apreciarse algunos detalles sobre el diseño comentado.



**Figura 10.1.** *Diseño de la propuesta descartada*



**Figura 10.1.** *Detalles de las piezas mecanizadas en aluminio*

Finalmente, una mejora de importancia a realizar en los diseños sucesores del actual, es la incorporación de sensores y dispositivos que permitan realizar una telemetría de calidad y así poder realizar optimizaciones más precisas.

La continuidad del equipo y la garantía de que este seguirá un proceso evolutivo correcto es el principal incentivo a la hora de hablar de “futuro” en relación a este proyecto. Cada año los nuevos estudiantes que pasen a formar parte del equipo aportarán nuevos puntos de vista, talento, conocimientos y maneras de trabajar, lo cual asegura que *EUETIB e-Tech Racing* dispone de un buen futuro por delante.

# **CAPÍTULO 11:**

# **BIBLIOGRAFÍA**

## **11.1. Referencias bibliográficas**

- Milliken, William F. Y Milliken, Douglas L. 1995. Race car vehicle dynamics.
- Kasprzak, Edward M., Woods, Bob y Milliken, Douglas L. 2007. FSAE Tire test Consortium round 3. Buffalo: University at Buffalo and MRA.
- The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics, Mike Blundell and Damian Harty, 2004. Automotive.
- Fundamentals of Vehicle Dynamics, Thomas D. Gillespie. 1992.
- Allan Staniforth Competition Car Suspension. 1999.
- Lotus Cars Ltd. 2008. Getting started with Lotus suspension analysis version 5.01.  
Warrendale: Society of Automotive Engineers, inc.
- Schaeffler Iberia. 2014. Catálogo de productos.  
<http://www.schaeffler.es/content.schaeffler.es/es/index.jsp>
- Smith, Carroll. 1978. Tune to win. Fallbrook, CA: Aero Publishers.
- Society of Automotive Engineers. 1976. SAE J670 vehicle dynamics terminology.
- Warrendale: Society of Automotive Engineers, inc.

- Society of Automotive Engineers. 2015. 2015 Formula SAE Rules.  
[http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16\\_fsae\\_rules.pdf](http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2015-16_fsae_rules.pdf)  
Speeddirect. Dealing with body roll.  
<http://www.speeddirect.com/index.php/techinfo/suspension-handling-information/844-2>

## 11.2. Bibliografía complementaria

- Auria Apilluelo, José M., Ibañez Carabantes, Pedro y Ubierto Artur, Pedro. 2005. Dibujo Industrial Conjuntos y despieces. Madrid: Thomson.
- Fenollosa y Coral, Josep. 1992. Unions cargolades. Barcelona: UPC.
- Fernández García, Marc. 2008. Disseny de les suspensions del Formula Student CAT-01. UPC.
- Estudio y diseño del sistema de suspensión para un prototipo de Fórmula SAE- 115 - Fornace, Lucas V. 2006. Weight Reduction Techniques Applied to Formula SAE Vehicle
- Larrayoz Arano, Iñaki y Sancho Rodríguez, José. 2010. Diseño de un sistema de suspensión en materiales compuestos para un formula SAE. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Telecomunicación.
- Ortiz Moron, Pedro. 2012. Apuntes Teoría y diseño de máquinas y mecanismos 2. Barcelona: EUETIB.
- Ortiz Moron, Pedro. 2013. Apuntes Simulación de Máquinas y procesos. Barcelona: EUETIB.
- Sánchez Molina, David. 2012. Apuntes Estructuras y construcciones industriales. Barcelona: EUETIB.
- Van Berkim, A. 2006. Chassis and suspension design FSRTE02. Technische Universiteit Eindhoven.